

# Proyecto Fin de Grado

## Ingeniería de Tecnologías Industriales

### Diseño y Optimización Topológica de Rockers para un modelo de Formula Student

Autor: Cristina Silvestre Gómez

Tutor: Alfredo de Jesús Navarro Robles

Dep. Ingeniería Mecánica y Fabricación  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017





Proyecto Fin de Carrera  
Ingeniería de Tecnologías Industriales

# **Diseño y Optimización Topológica de Rockers para un modelo de Formula Student**

Autor:

Cristina Silvestre Gómez

Tutor:

Alfredo de Jesús Navarro Robles

Dep. Ingeniería Mecánica y Fabricación

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2017



Proyecto Fin de Carrera: Diseño y Optimización Topológica de Rockers para un modelo de Formula Student

Autor: Cristina Silvestre Gómez

Tutor: Alfredo de Jesús Navarro Robles

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2017

El Secretario del Tribunal



*A mi familia*  
*A mis amigos*



# Agradecimientos

---

Con este proyecto pongo fin a una de las etapas más importantes de mi vida. Cuatro años que no sólo han sido dedicados a una preparación académica, sino que va más allá. Me gustaría agradecer a todas y cada una de las personas con las que he compartido estos años y que me han ayudado a terminar este ciclo.

En primer lugar, a mi familia, que ha sabido guiarme y enseñarme los valores que me han hecho ser quien soy. A mi madre y mi hermana por soportar cada momento bueno o malo que haya tenido. Por enseñarme a no rendirme y a seguir hacia delante a pesar de todos los obstáculos que pudieran aparecer. Por los que están y los que se fueron pero que me apoyaron mientras estaban. Porque sin ellos, nada de lo que he conseguido hubiera tenido sentido.

A mis amigos, por todos los momentos vividos y los que aún quedan por vivir. Por las experiencias nuevas, por cada momento de risas o lágrimas, pero siempre compartidos con ellos.

A mis profesores y tutor, que han hecho posible este proyecto. Por sus explicaciones, que han hecho que recuerde por qué dediqué estudiar ingeniería.

Por último, sólo me queda agradecer al equipo ARUS. Muchos me preguntan cómo puedo dedicar tanto tiempo a un equipo formado por ingenieros, a un proyecto que surgió de la nada y que, año tras año ha ido saliendo adelante gracias a cada uno de los miembros que lo forman, un proyecto formado por grandes personas. Únicamente puedo responder con una inmensa sonrisa al recordar cada uno de los momentos vividos con ellos, en las competiciones, en la casetilla, las noches sin dormir para intentar que nuestro coche pudiera hacernos disfrutar. Ver que todo el esfuerzo y tiempo dedicado valen la pena. No puedo mirar atrás e imaginar qué hubiera pasado si no hubiera podido formar parte de este gran equipo. Dos años llenos de emociones que todavía no han acabado.

Podría mencionar a cada miembro del equipo, y únicamente tendría cosas buenas que decir y recordar. Pero no podría terminar sin mencionar a dos personas, Miguel Ángel Gilabert y Andrés de las Heras. Por guiarme en este proyecto y por confiar en mí. Por hacer que el departamento de suspensión sea una familia. A todos los que durante estos dos años han formado parte de este gran departamento haciendo que sólo pueda dar las gracias por cada gesto, por cada palabra. Por ellos.

*Gracias a todos,  
Sevilla, 2017*



# Resumen

---

Este proyecto recoge el diseño y los análisis destinados a la optimización topológica de uno de los elementos fundamentales en la suspensión de un monoplace Formula Student, los rockers. Este elemento será diseñado con el fin de ser fabricado y posteriormente probado en las competiciones en las que el equipo ARUS Andalucía Racing presentará su monoplace. Estas competiciones serán Formula Student Austria y Formula Student Germany para la presente temporada.

La principal motivación para realizar este proyecto surge de problemas de plastificación en el material empleado en la fabricación de los rockers de la pasada temporada. Además, la configuración de la suspensión delantera del monoplace ha sido modificada recientemente y ésta debe ser analizada.

El proyecto se puede estructurar en cuatro partes bien diferenciadas. La primera consiste en una introducción de la competición de Formula Student y una descripción de las piezas a diseñar. En la segunda parte se realizarán unos cálculos previos y el diseño inicial de los rockers, donde se recogerá tanto una geometría previa a los análisis como el método de fabricación empleado o la selección de rodamientos. Se desarrollará una tercera parte donde se analizará el diseño inicial para posteriormente realizar una optimización topológica de los rockers, obteniéndose un diseño final. Por último, se detallarán una serie de mejoras en el diseño para evitar problemas de plastificación del material. Además, se discutirán ideas futuras que el equipo podría considerar en el diseño de estos elementos para próximas temporadas.

Para la realización de los análisis y la optimización topológica mencionados, se empleará un software de elementos finitos, conocido como Hyperworks. Del mismo modo, se ha empleado en el diseño tanto de la geometría de los rockers como de otros elementos utilizados en la suspensión, el programa de diseño Catia.

La finalidad de este proyecto es que todos los análisis realizados queden recogidos para futuros años, facilitando el trabajo de los nuevos integrantes de ARUS en la fabricación tanto de los rockers como de cualquier otro componente del monoplace ya que podría servir de referencia en este tipo de análisis.



# Abstract

---

This project includes the design and analysis of one of the fundamental elements in the suspension of a Formula Student car, the rockers, to obtain its topological optimization. This element will be designed in order to be manufactured and subsequently tested in the competitions in which the ARUS Andalucía Racing team will be presented with its car. These will be Formula Student Austria and Formula Student Germany for the current season.

The main motivation for this project arises from problems of plastification in the material used in the manufacture of the rockers in last season. Moreover, the front suspension have been modified recently and it must be analyzed.

The project can be structured into four distinct parts. The first one consists of an introduction to the Formula Student competition and a description of the pieces to be designed. In the second part, some preliminary calculations and the initial design of the rockers will be performed, where it will be collected a geometry prior to the analysis as well as the manufacturing method used or the selection of bearings. A third part will be developed where the initial design will be analyzed to later carry out a topological optimization of the rockers obtaining a final design. Finally, a series of improvements in the design will be detailed to avoid problems of plastification of the material. Furthermore, the future ideas, that ARUS could consider in the design of these elements for next seasons, will be discussed.

For the performance of the analyzes and topological optimization mentioned, a finite element software, known as Hyperworks, will be used. In the same way, it has been used in the design of both the geometry of rockers and other elements used in the suspension, the design program Catia.

The aim of this project is that all analyzes made were collected for future years, facilitating the work of the new members of ARUS in the manufacture of both rockers and any other component of the car, since it could serve as a reference in this type of analysis.



# Índice

---

<b>Agradecimientos</b>	<b>ix</b>
<b>Resumen</b>	<b>xi</b>
<b>Abstract</b>	<b>xiii</b>
<b>Índice</b>	<b>xv</b>
<b>Índice de Tablas</b>	<b>xvii</b>
<b>Índice de Figuras</b>	<b>xix</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>1</b>
1.1 <i>Descripción de la Formula Student (FSAE)</i>	1
1.2 <i>ARUS Andalucía Racing Team</i>	2
<b>2 Antecedentes</b>	<b>5</b>
2.1 <i>¿Qué configuraciones de suspensión existen?</i>	5
2.2 <i>Configuración usada por el equipo ARUS Andalucía Racing Team</i>	6
<b>3 Descripción de la pieza y su entorno</b>	<b>7</b>
3.1 <i>¿Qué es un Rocker? Función y entorno de la pieza</i>	7
<b>4 Finalidad de este proyecto, justificación y objetivos</b>	<b>9</b>
<b>5 Diseño inicial de la geometría</b>	<b>11</b>
5.1 <i>Descripción de fuerzas y condiciones de contorno</i>	11
5.1.1 <i>Rocker suspensión delantera</i>	11
5.1.2 <i>Rocker suspensión trasera</i>	14
5.2 <i>Selección de rodamientos y tolerancias</i>	17
5.3 <i>Métodos de fabricación</i>	21
5.4 <i>Material</i>	21
5.5 <i>Modelo inicial de los rockers</i>	23
5.5.1 <i>Diseño Rocker delantero</i>	23
5.5.2 <i>Diseño Rocker trasero</i>	25
<b>6 Análisis de elementos finitos (fem)</b>	<b>27</b>
6.1 <i>Objetivos</i>	27
6.2 <i>Mallado. Tipos de elementos</i>	28
6.3 <i>Unidades</i>	31
6.4 <i>Condiciones de contorno y fuerzas</i>	31
6.5 <i>Análisis de diseño inicial</i>	33
<b>7 Optimización topológica</b>	<b>37</b>
7.1 <i>Optimización Rocker delantero</i>	38
7.2 <i>Optimización Rocker trasero</i>	40
7.3 <i>Rediseño del modelo y análisis posterior</i>	42

<b>8</b>	<b>Análisis con arandelas en rocker delantero</b>	<b>45</b>
<b>9</b>	<b>Resultado final, fabricación y montaje</b>	<b>49</b>
<b>10</b>	<b>Mejoras y análisis futuros</b>	<b>55</b>
	<b>Referencias</b>	<b>61</b>
	<b>Anexo. Planos</b>	<b>63</b>

# ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 1. Ángulos de fuerzas y distancias mínimas al eje de rotación en la posición más desfavorable	13
Tabla 2. Ángulos de fuerzas y distancias mínimas al eje de rotación en la posición más desfavorable	15
Tabla 3. Tolerancias superficies de contacto con rodamientos	20
Tabla 4. Propiedades de materiales empleados	21
Tabla 5. Propiedades Acero S275	22
Tabla 6. Propiedades Aluminio 6082-T6	22
Tabla 7. Propiedades malla	30
Tabla 8. Unidades empleadas en los análisis	31
Tabla 9. Comparativa de análisis para diferentes espesores de placas	34
Tabla 10. Análisis de desplazamientos rocker trasero	35
Tabla 11. Análisis de tensiones rocker trasero	35
Tabla 12. Comparación diseño inicial y diseño optimizado de rockers	44
Tabla 13. Tabla comparativa rocker soldado y rocker mecanizado	60



# ÍNDICE DE FIGURAS

---

Figura 1. Equipos en la competición de Formula Student Germany	1
Figura 2. Monoplazas ARUS Andalucía Racing Team	3
Figura 3. ART-16 en Formula Student Germany	3
Figura 4. Configuraciones de la suspensión	5
Figura 5. Rocker delantero ART-16. Elementos fundamentales	7
Figura 6. Distancias entre puntos de actuación de los componentes de la suspensión delantera	12
Figura 7. Fuerzas aplicadas en la suspensión delantera	12
Figura 8. Distancias entre puntos de actuación de los componentes de la suspensión trasera	14
Figura 9. Fuerzas aplicadas suspensión trasera	15
Figura 10. Casquillo de fricción	17
Figura 11. Esquema cálculo de ángulo recorrido	18
Figura 12. Rodamiento de agujas y bolas de contacto angular NKIB5903	19
Figura 13. Rodamiento de agujas axial AXK3047	19
Figura 14. Rodamiento rígido de bolas S626-2Z	19
Figura 15. Diseño inicial Rocker delantero	23
Figura 16. Elementos que componen el rocker delantero	23
Figura 17. Interferencia rocker-amortiguador ART-16	24
Figura 18. Muecas para montaje de las placas del rocker	24
Figura 19. Diseño inicial Rocker trasero	25
Figura 20. Elementos que componen el rocker trasero	25
Figura 21. Rocker trasero ART-16	26
Figura 22. Recomendación de aspect ratio	29
Figura 23. Ángulos recomendados	29
Figura 24. Malla empleada en rocker delantero	30
Figura 25. Malla empleada en rocker trasero	30
Figura 26. Fuerzas aplicadas en rocker delantero	31
Figura 27. Fuerzas aplicadas en rocker trasero	32
Figura 28. Condiciones de contorno	32
Figura 29. Elemento rígido RBE2	33
Figura 30. Análisis de desplazamientos rocker delantero	34
Figura 31. Análisis de tensiones rocker delantero	34
Figura 32. Zonas de diseño y no diseño	37
Figura 33. Optimización rocker delantero/densidad de elementos	39
Figura 34. Optimización rocker delantero	40

Figura 35. Optimización rocker trasero/densidad de elementos	41
Figura 36. Optimización rocker trasero	41
Figura 37. Diseño tras optimización del rocker delantero	42
Figura 38. Diseño tras optimización del rocker delantero	42
Figura 39. Análisis de desplazamiento rocker delantero optimizado	43
Figura 40. Análisis de tensiones rocker delantero optimizado	43
Figura 41. Análisis de desplazamiento rocker trasero optimizado	43
Figura 42. Análisis de tensiones rocker trasero optimizado	44
Figura 43. Geometría Rocker delantero con arandelas soldadas	45
Figura 44. Análisis de desplazamientos	46
Figura 45. Análisis de tensiones	46
Figura 46. Zona localizada donde se originan tensiones elevadas	47
Figura 47. Componentes del rocker delantero	50
Figura 48. Soldadura rocker delantero	50
Figura 49. Eje soldado a chasis	50
Figura 50. Montaje suspensión	51
Figura 51. Tope rocker delantero	51
Figura 52. Montaje final suspensión delantera	52
Figura 53. Rocker trasero	52
Figura 54. Montaje final suspensión trasera	53
Figura 55. Geometría inicial rocker mecanizado de aluminio	56
Figura 56. Zonas de malla empleada	56
Figura 57. Análisis de tensiones	57
Figura 58. Análisis de desplazamientos	57
Figura 59. Densidad de elementos de rocker mecanizado	58
Figura 60. Optimización rocker mecanizado	58
Figura 61. Diseño final rocker mecanizado	59
Figura 62. Análisis de desplazamientos	59
Figura 63. Análisis de tensiones	59

# 1 INTRODUCCIÓN

---

## 1.1 Descripción de la Formula Student (FSAE)

La Fórmula Student, una competición conocida mundialmente. Capaz de reunir a estudiantes de universidades de todo el mundo con inquietudes, compromiso y responsabilidad, dispuestos a formar su propio equipo de competición.

En esta competición se evalúa la capacidad de diseñar, fabricar, construir y poner a prueba un monoplaza de competición, promoviendo el trabajo en grupo entre estudiantes de ingeniería. Los estudiantes que se enfrentan a este tipo de retos deben ser resolutivos y tener la capacidad de actuar con rapidez ante cualquier imprevisto que pudiera surgir en cada una de las fases. Desde la construcción y el diseño hasta la puesta a punto del coche, e incluso en la propia competición en la que vayan a presentar su monoplaza.

Desde su creación, ha habido numerosas ediciones en las que han participado equipos de muchas universidades distintas y se han creado competiciones en países de todo el mundo, como pueden ser Alemania, Japón, Australia, España, etc. En todas ellas se engloban varias categorías donde hasta este año se presentaban tanto vehículos de combustión como eléctricos, al que se le ha añadido como novedad, una categoría de driverless.



Figura 1. Equipos en la competición de Formula Student Germany

En cada una de las competiciones se evalúan diferentes aspectos, los eventos estáticos y dinámicos, donde cada monoplaza se ve sometido a una serie de pruebas que deben superar.

Los eventos estáticos están constituidos por las pruebas de *Design Event*, en la que se defiende el diseño del monoplaza elaborado por el equipo; *Cost and Manufacturing Analysis Event*, donde se presenta un presupuesto de todos los componentes del coche, desde cualquier pieza comprada hasta aquellas que son fabricadas mediante el uso de diversas tecnologías de fabricación, evaluando el coste final de elaboración del monoplaza; *Business Plan Event*, consistente en un plan de negocio. Por otro lado, las pruebas de *Acceleration*, *Skidpad*, *Autocross*, *Endurance* y *Efficiency Event* engloban las pruebas dinámicas. En la prueba de aceleración se evalúa, como su nombre indica, la capacidad de aceleración del vehículo desde parado. El *Skidpad* consiste en tomar un circuito constituido por dos circunferencias que serán recorridas en sentidos contrarios. En la prueba de *Autocross*, se valora la rapidez con la que se recorre un circuito completo. Y, por último, la prueba de *Endurance and Efficiency*, que como su nombre indica, consiste en una prueba de resistencia en la que el monoplaza recorre un total de 22 vueltas a un circuito evaluándose la eficiencia y la fiabilidad.

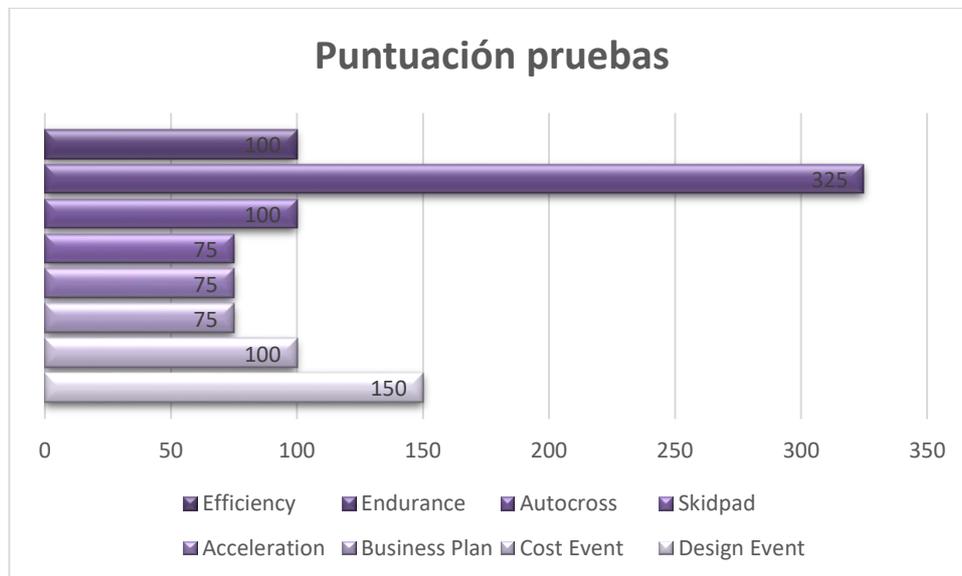


Gráfico 1. Puntuación pruebas competiciones

## 1.2 ARUS Andalucía Racing Team

Desde la Universidad de Sevilla, ARUS Andalucía Racing Team, un equipo constituido a finales del año 2012 y formado actualmente por 70 estudiantes de ingeniería, se enfrenta al reto de diseñar, fabricar y construir uno de los monoplazas que cada año participa en la prestigiosa competición de Formula Student.

Con un recorrido de 4 años y con la presentación actual de 3 vehículos en la categoría de combustión, se dispone a la elaboración de un cuarto monoplaza con el que competir un año más. Este equipo ha tenido la oportunidad de participar en las competiciones de *Formula Student Germany*, en el circuito de Hockenheim y en la competición de *Formula Student Spain*, en Montmeló con sus monoplazas ART-14, ART-15 y ART-16. Además, este año gracias al trabajo de todo el equipo, tendrán la posibilidad de asistir a la competición de *Formula Student Austria* en el circuito Red Bull Ring en Spielberg, donde mostrarán los avances realizados con el nuevo monoplaza, el ART-17.



Figura 2. Monoplazas ARUS Andalucía Racing Team

Con este proyecto, los estudiantes ponen a prueba sus capacidades, siendo una forma de poner en práctica sus conocimientos. Además de esto, los integrantes del equipo se caracterizan por la responsabilidad, compromiso y el empeño que ponen en mejorar año tras año y conseguir todos sus propósitos.

Con el paso por las diversas competiciones, el equipo ARUS ha ido integrando mejoras en su diseño. La motivación de la realización de este proyecto es, por tanto, la mejora de todos los aspectos a tener en cuenta en el monoplaza para alcanzar sus objetivos, compitiendo año tras año con otros equipos de Formula Student.



Figura 3. ART-16 en Formula Student Germany



## 2 ANTECEDENTES

### 2.1 ¿Qué configuraciones de suspensión existen?

El sistema de suspensión está constituido por una serie de componentes conectados unos con otros cuya finalidad es absorber las irregularidades del terreno. Es el elemento que conecta las ruedas con el chasis. Con ello, se consigue mejorar la comodidad de los pasajeros, así como el control y manejo del vehículo o la seguridad. Además, el sistema de suspensión debe ser capaz de actuar en cualquier tipo de circunstancia como puede ser una situación de frenado o aceleración, permitiendo aislar el vehículo de las oscilaciones a las que se viera sometido.

Existen varios tipos de suspensión que se pueden dividir en dependientes o independientes. La suspensión dependiente es aquella en la que ambas ruedas de un eje se encuentran conectadas entre sí, transmitiendo el movimiento de una a la otra. Por otro lado, encontramos las suspensiones independientes, en la que ambas ruedas cuentan con un sistema de suspensión que no están unidos dinámicamente.

En el sistema de suspensión, podemos encontrar cuatro componentes principales. Estos son, los brazos de la suspensión, que unen los neumáticos al chasis, entre los que podemos encontrar la barra de empuje que definirán los distintos tipos de suspensión; el conjunto muelle-amortiguador, cuya función es absorber las oscilaciones causadas por el terreno; las rótulas, que permiten la realización de movimientos de alineación multidireccional; y los rockers, cuya función es dirigir las fuerzas causadas por las irregularidades del terreno, desde la rueda al amortiguador.

En el ámbito de los monoplazas de competición, es habitual el uso de suspensión independiente. Dentro de esta podemos encontrar dos configuraciones, Pull Rod y Push Rod. Tal como su nombre indica, la diferencia principal es que la barra de empuje trabaja a tracción y, en el otro caso, lo hace a compresión. Las ventajas que podemos encontrar en una suspensión Pull Rod frente a una Push Rod es que los amortiguadores se pueden situar más abajo, consiguiendo que el centro de gravedad del coche también baje. Además, la barra de empuje podrá ser más delgada al estar trabajando a tracción. Sin embargo, se trata de una configuración más frágil al estar sometida a mayores cargas en ciertos sectores. Por otro lado, existe mayor facilidad para acceder a los elementos que componen una configuración.

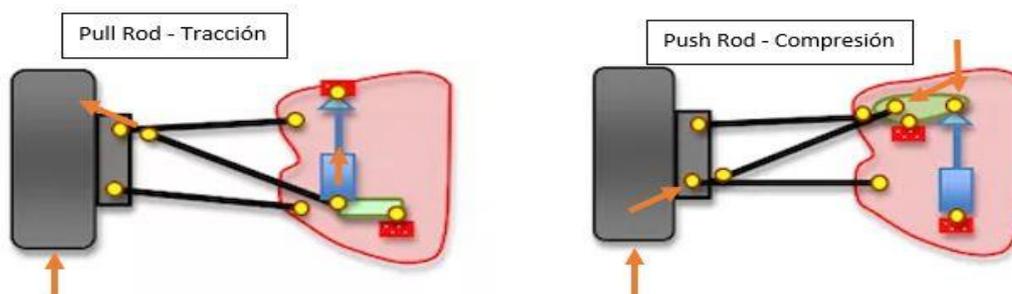


Figura 4. Configuraciones de la suspensión

## **2.2 Configuración usada por el equipo ARUS Andalucía Racing Team**

Entre las dos configuraciones de suspensión independiente, el equipo ARUS ha usado dos combinaciones distintas a lo largo de su trayectoria.

Inicialmente, y para facilitar el diseño de la suspensión, en los monoplazas ART-14 y ART-15, usaron Push Rod tanto para la suspensión delantera como la trasera. Sin embargo, desde el diseño del ART-16 y también en el diseño del nuevo monoplaza, ART-17, se ha decidido usar la configuración de Pull Rod en la suspensión delantera y de Push Rod en la suspensión trasera.

# 3 DESCRIPCIÓN DE LA PIEZA Y SU ENTORNO

En este apartado, se va a describir con más profundidad qué componente del monoplaza se ha decidido diseñar, explicando su funcionamiento más detalladamente y cuál es el entorno que le rodea.

## 3.1 ¿Qué es un Rocker? Función y entorno de la pieza

El rocker es un componente fundamental en el sistema de suspensión de un vehículo. Es la pieza que transmite la fuerza generada por el neumático hacia el amortiguador. Se requiere que sea una pieza ligera y resistente debido a las tensiones a las que va a estar sometido. Se trata de un elemento que suele ser fabricado mediante chapas soldadas o mediante el mecanizado a partir de un tocho de material inicial, ya sea acero o aluminio.

Por un lado, al rocker llegan las fuerzas a través de la barra de empuje, y por el lado contrario, se conecta con el amortiguador. Además, consta con la entrada de una barra más, la antiroll o barra estabilizadora, que simula el efecto de un conjunto muelle-amortiguador en cuanto a oponer resistencia se refiere. Sin embargo, su función es conectar las dos ruedas de un mismo eje para así solidarizar su movimiento vertical.

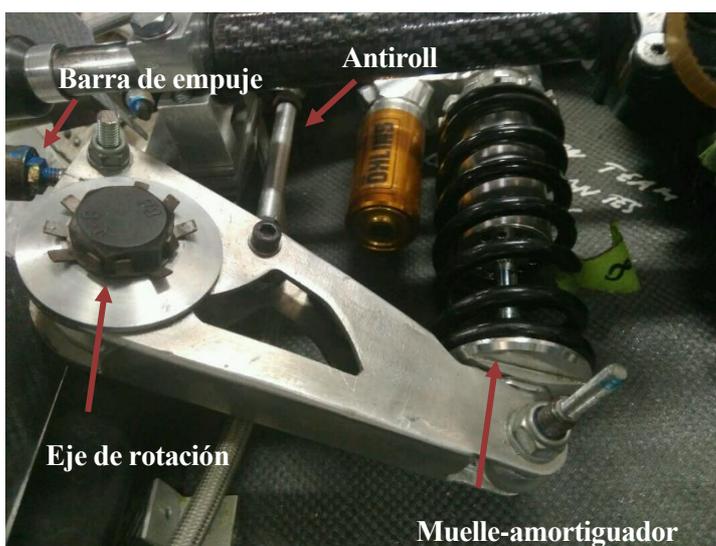


Figura 5. Rocker delantero ART-16. Elementos fundamentales

Como podemos observar en la figura, el rocker es un elemento que se encuentra conectado al chasis del monoplaza. El movimiento de rotación alrededor de un eje permitirá que pueda realizar su función, transmitiendo la fuerza que le llegue a través de la barra de empuje al conjunto muelle-amortiguador.

La configuración de suspensión elegida va a determinar, como cabe esperar, la forma y los análisis a realizar, así como las cargas que soporten, el método de fabricación o el material empleado.

## 4 FINALIDAD DE ESTE PROYECTO, JUSTIFICACIÓN Y OBJETIVOS

---

Teniendo en cuenta que el equipo ARUS modificó la configuración de la suspensión delantera, surge la necesidad de realizar un estudio más exhaustivo que asegure su correcto funcionamiento. Se decide realizar este proyecto, quedando recogido todos los análisis tanto de los rockers de la configuración de la suspensión trasera como de la delantera, con sus respectivos resultados para posibles consultas futuras.

En este proyecto se realizará un estudio topológico de los rockers. Partiendo de una geometría sencilla, se llegará a un diseño optimizado que sea capaz de soportar las fuerzas a las que puedan verse sometidos durante el funcionamiento del monoplaza. Además, se plantearán alternativas al método de fabricación seleccionado y se estudiarán diferentes materiales posibles para su fabricación según convenga ante las especificaciones establecidas. También se procede al análisis de fuerzas y selección de rodamientos que faciliten la rotación de los rockers.

Tras esto, se plantean mejoras futuras y posibles ensayos a realizar que verifique el diseño final de los rockers.



# 5 DISEÑO INICIAL DE LA GEOMETRÍA

---

En este apartado se van a describir los aspectos principales a tener en cuenta para poder realizar un diseño inicial de la geometría de los rockers que permita su posterior análisis y optimización. El principal aspecto a estudiar son las fuerzas que actuarán sobre los rocker.

## 5.1 Descripción de fuerzas y condiciones de contorno

En primer lugar, para poder realizar cualquier análisis, es necesario conocer las fuerzas a las que se van a ver sometido los rockers. Teniendo en cuenta los elementos conectados a ellos, se establecen los puntos donde actúan dichas fuerzas y se procederá así a realizar un diseño inicial de la geometría.

En ambos tipos de configuración de la suspensión, como se ha expuesto anteriormente, los elementos que se encuentran conectados y que, por tanto, van a actuar sobre los rockers son: la barra antiroll, la barra de empuje y el muelle-amortiguador. Otro punto que va a ser relevante en el cálculo de fuerzas va a ser el punto de unión de la suspensión al chasis del monoplaza, sobre el que rotará debido a las fuerzas originadas por el movimiento de las ruedas según los perfiles de la carretera o con el trazado de las curvas. Los puntos que se han descrito anteriormente han sido elegidos de tal forma que se cumpla que, durante el recorrido de la suspensión, las fuerzas que actúen sobre los rockers permanezcan en el plano de éste. Sin embargo, a pesar de las combinaciones que se han estudiado, en la suspensión delantera no se ha conseguido este hecho debido a que, durante el propio recorrido de la suspensión, la barra de empuje podría colisionar con otros elementos del monoplaza. Para solventar este problema, se ha aproximado lo máximo posible.

### 5.1.1 Rocker suspensión delantera

A continuación, se muestran dos esquemas donde se observan los puntos de actuación de dichos elementos, así como la distancia relativa entre ellos. Además, en una tabla se muestra los ángulos que forman la dirección de aplicación de las fuerzas que actúan con la horizontal, todo ello en la situación más desfavorable posible, es decir, cuando la posición de la rueda es la más elevada. Esta posición es considerada como la más desfavorable debido a que la fuerza que ejercería los muelles y la antiroll serían máximas, provocando las máximas tensiones y deformaciones en el material del rocker.

En el caso de la suspensión delantera:

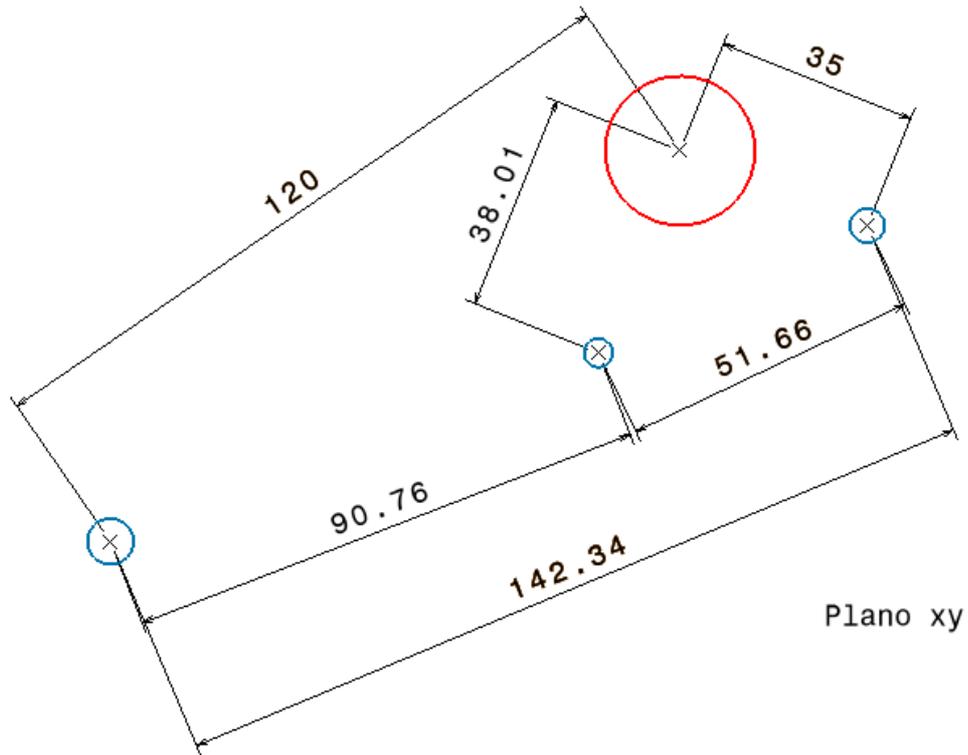


Figura 6. Distancias entre puntos de actuación de los componentes de la suspensión delantera

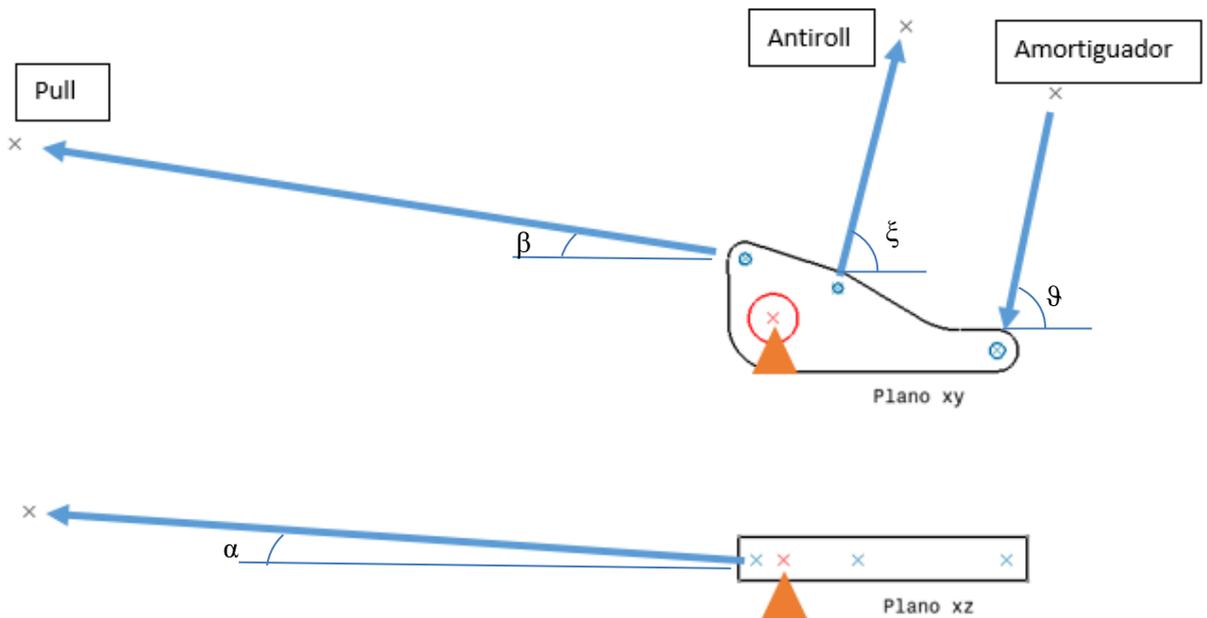


Figura 7. Fuerzas aplicadas en la suspensión delantera

Podemos observar la actuación de la fuerza de todos los elementos se encuentran en el propio plano del rocker exceptuando la fuerza de la barra del Pull, que provoca una fuerza fuera del plano xy. A continuación, se muestra una tabla resumen con los ángulos que forman dichas fuerzas con los ejes x, y, z.

Barra afectada	Ángulo formado con el eje x en el plano xy	Mínima distancia al eje de rotación
Pull	$\beta = 13^\circ$	$d_p = 32,964 \text{ mm}$
Antiroll	$\xi = 75,52^\circ$	$d_a = 36,259 \text{ mm}$
Amortiguador	$\vartheta = 77,3^\circ$	$d_e = 118,475 \text{ mm}$

Tabla 1. Ángulos de fuerzas y distancias mínimas al eje de rotación en la posición más desfavorable

Además, el ángulo que forma la barra del Pull con el plano xz es  $\alpha$ , cuyo valor es de  $4,927^\circ$ , que al ser tan pequeño se va a considerar prácticamente despreciable. Sin embargo, se va a tener en cuenta a la hora de calcular las fuerzas radiales y axiales sobre el eje de rotación.

Con estos datos, mediante el equilibrio de fuerzas y momentos, se puede calcular la fuerza resultante en el eje del rocker, en el que se encuentra impedido el desplazamiento, pero en el que está permitido el giro alrededor del eje z.

Las ecuaciones utilizadas son las siguientes:

$$F_{Rx} + F_A \cos \xi - F_e \cos \vartheta - (F_p \cos \alpha) \cos \beta = 0$$

$$F_{Ry} + F_A \sin \xi - F_e \sin \vartheta + (F_p \cos \alpha) \sin \beta = 0$$

$$(F_p \cos \alpha) d_p + F_A d_A - F_e d_e = 0$$

$$F_{Rz} + F_p \sin \alpha = 0$$

Una vez obtenidas las ecuaciones necesarias, se procede al cálculo de las fuerzas aplicadas. En primer lugar, la fuerza  $F_e$ , es la correspondiente a la compresión del muelle. Teniendo en cuenta que la rigidez del muelle es 300 lb/in, y que la compresión máxima es de 45 mm, se puede calcular la fuerza más crítica que va a sufrir los rockers debido a este componente.

$$F_e = k \cdot x = 2364 \text{ N}$$

Por otro lado, es necesario calcular la fuerza asociada a la barra antiroll. Este sistema trabaja como una barra a torsión, cuya rigidez es de  $193 \frac{Nm}{deg}$ , sabiendo que en la posición en la que va a trabajar dicha barra, producirá un giro del monoplaza de  $0,97^\circ$ , se obtiene el par generado.

$$T = F d$$

Siendo d, la distancia entre la barra a torsión y a la aplicación de la fuerza sobre el rocker. Esta distancia es de 45 mm, por lo que la fuerza que va a tener que soportar los rockers será de 4160 N.

A la hora de realizar los cálculos, se toman unos valores sobredimensionados de 2500 N para la fuerza correspondiente al conjunto muelle-amortiguador y de 4600 N para la fuerza de la barra antiroll, pudiendo calcular el valor de la fuerza que se va a aplicar sobre el eje de rotación.

La fuerza radial y axial será:

$$F_{radial} = \sqrt{F_{Rx}^2 + F_{Ry}^2} = 4320 \text{ N}$$

$$F_{axial} = F_{Rz} = -336 \text{ N}$$

La finalidad en este proyecto de la realización de estos cálculos es la implantación del uso de rodamientos en el eje del rocker que facilite el giro y evite las posibles holguras que pudieran originarse. Este objetivo será tratado a continuación.

A estas fuerzas, se le va a aplicar un coeficiente de seguridad de 1,25 que eviten una posible rotura. Por tanto, el nuevo valor de las fuerzas será:

$$F'_{Radial} = 1.25 \sqrt{F_{Rx}^2 + F_{Ry}^2} = 5400 \text{ N}$$

$$F'_{Axial} = 1.25 F_{Rz} = -420 \text{ N}$$

### 5.1.2 Rocker suspensión trasera

Al igual que en el apartado anterior, se procede al cálculo de las fuerzas que actúan sobre el eje del rocker trasero. En este caso cabe destacar que, en cualquier punto recorrido por la suspensión, todas las fuerzas que actúan se encuentran en el propio plano del rocker, por lo que no debería sufrir fuerza axial. Los puntos de aplicación de las fuerzas y sus direcciones quedan definidos en los siguientes esquemas.

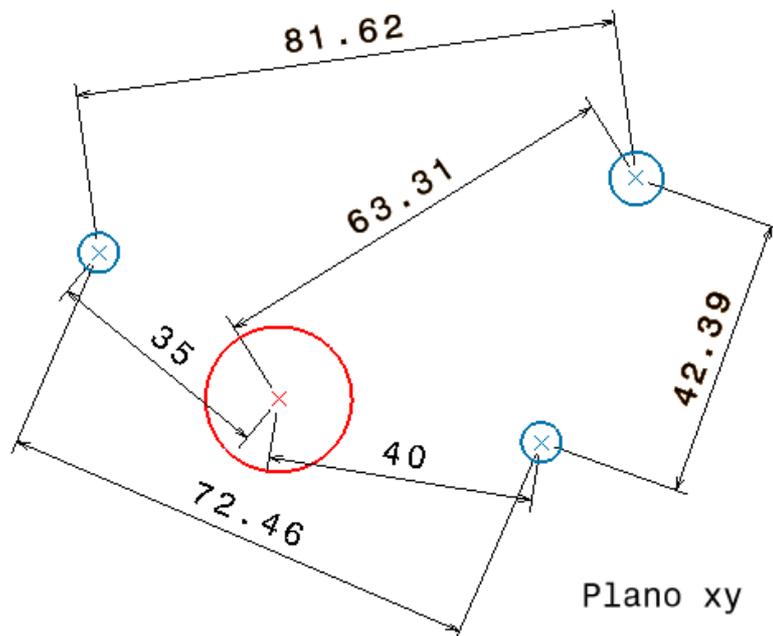


Figura 8. Distancias entre puntos de actuación de los componentes de la suspensión trasera

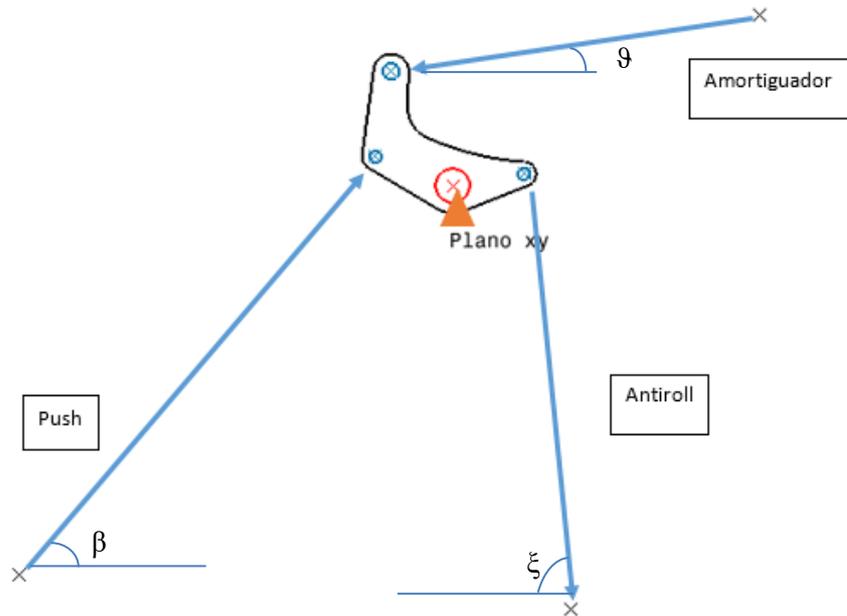


Figura 9. Fuerzas aplicadas suspensión trasera

A través de la siguiente tabla se puede calcular el valor de las fuerzas a las que se verá sometido el eje del rocker trasero.

Barra afectada	Ángulo formado con el eje x en el plano xy	Mínima distancia al eje de rotación
<b>Pull</b>	$\beta = 49,74^\circ$	$d_p = 37,68 \text{ mm}$
<b>Antiroll</b>	$\xi = 83,91^\circ$	$d_a = 34,95 \text{ mm}$
<b>Amortiguador</b>	$\vartheta = 8,64^\circ$	$d_e = 59,67 \text{ mm}$

Tabla 2. Ángulos de fuerzas y distancias mínimas al eje de rotación en la posición más desfavorable

Del mismo modo que en el apartado anterior, mediante el uso de las siguientes ecuaciones correspondientes al equilibrio de fuerzas y momentos, calculamos la fuerza radial que deberá soportar el rodamiento que se instale en el eje del rocker.

$$F_{Rx} + F_A \cos \xi - F_e \cos \vartheta + (F_p \cos \alpha) \cos \beta = 0$$

$$F_{Ry} - F_A \sin \xi - F_e \sin \vartheta + (F_p \cos \alpha) \sin \beta = 0$$

$$(F_p \cos \alpha) d_p + F_A d_A - F_e d_e = 0$$

Al igual que en el caso de de la suspensión delantera, se procede al cálculo de las fuerzas de la barra antiroll y del conjunto muelle-amortiguador.

En primer lugar, teniendo en cuenta que la rigidez del muelle es 300 lb/in, y que la compresión máxima es de 45 mm, la fuerza  $F_e$  más crítica que va a sufrir los rockers traseros será:

$$F_e = k \cdot x = 2364 \text{ N}$$

Por otro lado, es necesario calcular la fuerza asociada a la barra antiroll. La rigidez es de  $210 \frac{Nm}{degree}$ , sabiendo que el giro producido es de  $0,74^\circ$ , se obtiene el par generado según la siguiente expresión:

$$T = F d$$

Siendo  $d$ , la distancia entre la barra a torsión y a la aplicación de la fuerza sobre el rocker. Esta distancia es de 45 mm, por lo que la fuerza que va a tener que soportar los rockers será de 3453 N.

Para calcular el valor de la fuerza que se va a aplicar sobre el eje de rotación se toman unos valores sobredimensionados de 2500 N para la fuerza correspondiente al conjunto muelle-amortiguador y de 4000 N para la fuerza de la barra antiroll.

La fuerza radial que debería soportar el rodamiento teniendo en cuenta un coeficiente de seguridad de 1,25 es:

$$F'_{Radial} = 1,25F_{Radial} = 7100 N$$

## 5.2 Selección de rodamientos y tolerancias

Una vez que hemos analizado el movimiento de los rockers, surge la idea de utilizar rodamientos que faciliten de este modo, la rotación sobre el eje y la eliminación de posibles holguras que pudieran producirse.

En la temporada pasada, el equipo ARUS tomó la decisión de implantar en la suspensión delantera el uso de unos casquillos de fricción mientras que, en la suspensión trasera, el eje rotaba sobre el propio tornillo de sujeción al chasis. Sin embargo, se pudo comprobar que, sobre el eje de rotación empezaron a aparecer ciertas holguras, considerando esto un hecho que debía ser corregido en futuros años ya que podría poner en riesgo el correcto funcionamiento de la suspensión e incluso ocasionar una rotura en el propio elemento. Es por ello que se propone un estudio para utilización de rodamientos en el nuevo diseño de los rockers en lugar del uso de casquillos de fricción. Ambos son componentes muy utilizados con esta finalidad en la automoción. Sin embargo, dependiendo de su aplicación es más conveniente el uso de uno u otro.

Basándose en los análisis de fuerzas realizados en el apartado anterior, se procede al estudio de los posibles rodamientos que pudieran utilizarse, así como a la justificación de los posibles motivos por los que no es conveniente el uso de casquillos de fricción en el diseño de los rockers.

En primer lugar, el planteamiento del uso de casquillos de fricción para este tipo de aplicación es correcta. Sin embargo, no se había estudiado si era capaz de soportar las cargas a las que se iba a ver sometido el rocker durante su funcionamiento. Se procede al cálculo de presión sobre el casquillo, criterio que determinará su elección. El tipo de casquillo seleccionado es un casquillo de fricción con valona para también minimizar la fricción axial con la base del eje de unión al chasis. Además, consta de un recubrimiento que permite que dicha fricción sea mínima, no obstante, cuando esa película de material se va desgastando, se originan holguras no deseadas que deben ser solventadas, bien sustituyendo el casquillo por otro o por el empleo de otro elemento que evite este suceso.



Figura 10. Casquillo de fricción

Teniendo en cuenta el catálogo de uno de los proveedores de este tipo de casquillos y las especificaciones de geometría requeridas por el rocker, observamos que la presión por velocidad de giro que puede soportar debe ser inferior a  $1,8 \text{ MPa} \frac{m}{s}$  por tanto se procede al cálculo de dicha presión.

Debido a que el espesor requerido del rocker es de 23,4 mm, es necesario el uso de dos casquillos de fricción. Por tanto, la fuerza que va a tener que soportar uno de ellos será la mitad de la fuerza calculada tras el análisis de fuerzas realizado anteriormente, es decir  $F'=2700 \text{ N}$ , siendo el área de aplicación:

$$A = D \cdot L = 20 \cdot 11,5 = 230 \text{ mm}^2$$

Es necesario el cálculo de la velocidad de giro del rocker. Teniendo en cuenta el recorrido de la suspensión y conociendo la compresión que va a sufrir el amortiguador, en la siguiente figura podemos estimar qué ángulo de recorrido tendrá el rocker:

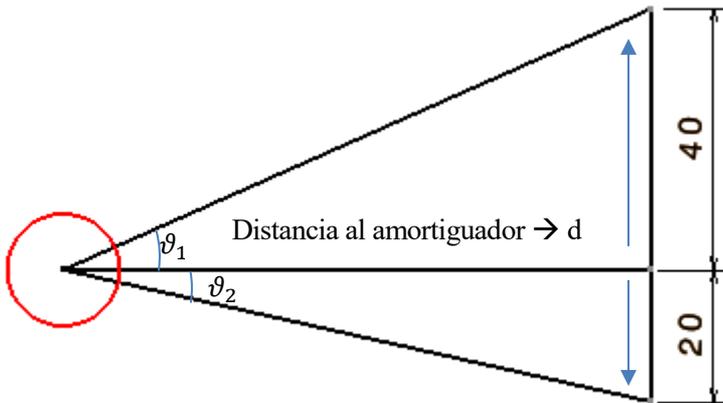


Figura 11. Esquema cálculo de ángulo recorrido

Teniendo en cuenta que la distancia al amortiguador es de 120 mm:

$$\vartheta_1 = \tan^{-1} \frac{40}{d} = 18,43^\circ$$

$$\vartheta_2 = \tan^{-1} \frac{20}{d} = 9,46^\circ$$

Por tanto, el recorrido total de giro será  $\vartheta_1 + \vartheta_2 = 27,89^\circ$ , es decir, unos  $30^\circ$ .

Por último, para poder calcular la presión sobre el casquillo, es necesario conocer la frecuencia de oscilación y obtener de este modo la velocidad de rotación.

Se conoce que la frecuencia de oscilación admitida por el cuerpo humano y, por tanto, por un vehículo es de 1,2 Hz. Sin embargo, para un coche de competición es admisible hasta 6 Hz que equivale a  $6 \text{ s}^{-1}$ , por lo que tomaremos como límite de oscilación un valor medio de  $3 \text{ s}^{-1}$ . Calculando la velocidad de giro:

$$v_{giro} = \omega \cdot R = 3 \text{ s}^{-1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{30^\circ}{360^\circ} \cdot 0,120 \text{ m} = 0,188 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Con ello se obtiene la presión sobre el casquillo:

$$p_{casquillo} = \frac{F \cdot v_{giro}}{A} = \frac{2700 \cdot 0,188}{230} = 2,21 \text{ MPa} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} > 1,8 \text{ MPa} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Como se observa, la presión obtenida es superior a la establecida por el criterio de presiones soportada por el casquillo, por lo que no es conveniente el uso de este tipo de elemento ya que, pasado un número de ciclos de oscilación, el recubrimiento que minimiza la fricción desaparecería, provocando las holguras mencionadas anteriormente.

Se procede al estudio de la utilización de rodamientos. Al igual que antes, es necesario emplear las fuerzas calculadas para saber qué tipo de rodamiento es el indicado y cuál será capaz de soportarlas.

Se plantea el uso de tres modelos diferentes de rodamientos: rodamientos de agujas y axiales de rodillos cilíndricos, rodamiento de agujas y axiales de bolas o rodamiento de agujas y bolas de contacto angular. Los aspectos que se van a tener en cuenta para la elección del tipo de rodamiento son: soportar la carga estimada, tener una vida suficiente, tamaño y montaje adecuado y, por último, que el peso sea mínimo.

Surge el planteamiento de la utilización de un rodamiento que solo este formado por agujas, sin embargo, no es el más adecuado para soportar cargas axiales, por ello se añade el rodamiento combinado con bolas. Además, el empleo de rodamientos de bolas único podría provocar brinelling al estar siempre girando sobre la misma zona, mejorando este efecto el empleo de agujas que absorban las cargas radiales. Por tanto, los rodamientos de agujas y bolas de contacto angular serán los más adecuados. Teniendo en cuenta los diámetros interior y exterior de los ejes de rotación, el rodamiento elegido es el modelo NKIB5903.



Figura 12. Rodamiento de agujas y bolas de contacto angular NKIB5903

Por otro lado, para evitar el rozamiento del rocker con el casquillo superior que se pondrá para sujetarlo al eje, se va a añadir un rodamiento axial de agujas del modelo AXK3047 como el que se muestra en la imagen inferior:



Figura 13. Rodamiento de agujas axial AXK3047

En cuanto a lo referente a la suspensión trasera, al no verse sometido a carga axial, un rodamiento rígido de bolas único puede ser adecuado. Además, como el espesor del rocker trasero es superior a la anchura de los rodamientos de radio requerido, se decide emplear dos rodamientos, uno en cada extremo, para que el asentamiento del eje sea correcto. El modelo elegido es S626-2Z.



Figura 14. Rodamiento rígido de bolas S626-2Z

En ambos casos, es necesario estudiar las tolerancias de las superficies de contacto con los rodamientos. Tanto el eje como el casquillo sobre el que se colocarán los rodamientos deben contar con una tolerancia que encontraremos en las especificaciones técnicas de dichos rodamientos. En la siguiente tabla se recogen las tolerancias requeridas para cada modelo de rodamiento:

Rodamiento	Tolerancia eje	Tolerancia agujero
NKIB5903-XL	17,000 <sup>+0,012</sup> <sub>+0,001</sub>	30,000 <sup>-0,004</sup> <sub>0</sub>
AXK 3047	30,000 <sup>0</sup> <sub>-0,033</sub>	-
S626-2Z	-	19,000 <sup>0</sup> <sub>-0,009</sub>

Tabla 3. Tolerancias superficies de contacto con rodamientos

La selección del modelo de los rodamientos debe ser verificado. Para ello se procede al cálculo de la vida de los rodamientos, asegurando que sea superior a la vida de uso que van a tener.

Además de contar con una herramienta de la página de Schaeffler, proveedor de los rodamientos, que permite verificar que el rodamiento seleccionado es capaz de soportar las cargas requeridas, se procede al cálculo de vida de éstos.

Es necesario conocer la capacidad dinámica de carga de los rodamientos, así como la carga equivalente que va a soportar. Mediante la siguiente expresión, se podrá calcular la vida de los rodamientos:

$$P (L_{10})^{1/p} = C$$

Siendo  $L_{10}$  la vida del rodamiento con una probabilidad de fallo del 10%. Esta vida será expresada en millones de ciclos.

En el caso del rodamiento utilizado en la suspensión delantera, la carga equivalente,  $P$ , considerando despreciable la carga axial, es de 5400 N. La capacidad dinámica de carga de las especificaciones del rodamiento,  $C$ , es de 14600 N. Por otro lado, el exponente  $p$ , será considerado del valor de 10/3.

Con todo ello, la vida del rodamiento obtenida es de 27 millones de ciclos.

Es necesario conocer la vida de uso que va a tener el rodamiento para justificar la utilización del mismo, o cada cuánto tiempo debe ser sustituido por otro. Para la estimación de vida requerida, se supone que el monoplaza va a rodar durante un total de unas 100 horas. Teniendo en cuenta que la velocidad de giro del rocker será de 1,57 rev/s, se obtiene una vida de 0,57 millones de ciclos. Al ser inferior a vida calculada del rodamiento seleccionado, queda justificada su elección.

Al igual que en el caso anterior, se calcula la vida de los rodamientos empleados en la suspensión trasera. En este caso al ser un rodamiento de bolas, el exponente  $p$  tiene el valor de 3, la capacidad de carga dinámica es de 2340 N y la fuerza equivalente de 7100 N. Con todo ello, se obtiene un número de ciclos de 35799.

Como se puede observar, los ciclos que van a tener que soportar los rodamientos son inferiores a los calculados, por lo que a selección de los rodamientos es adecuada.

A pesar de haber calculado la vida de los rodamientos, durante el funcionamiento de éstos se le irán realizando labores de mantenimiento, engrasándolos. En el supuesto de que, con el uso de los rodamientos, éstos no sean capaces de realizar su función, serían sustituidos por otros.

### 5.3 Métodos de fabricación

Existen diversos métodos de fabricación de este tipo de elementos. Sin embargo, solo se contemplan dos opciones posibles, el mecanizado del material o el corte por láser de placas, siendo posteriormente soldadas debido a la cantidad de piezas a fabricar, solo dos unidades.

En el caso de elegir como método de fabricación el mecanizado, se necesitaría emplear una máquina de control numérico de cinco ejes debido a la complicada geometría que obtendríamos tras el análisis de elementos finitos y optimización a la que se sometería el diseño inicial de la pieza.

Sin embargo, en el caso de obtención de la pieza mediante placas soldadas, permitiría el empleo de maquinaria con un coste inferior. Mediante el empleo de un torno se podría fabricar el eje sobre el que rotará el rocker y mediante el corte por láser se fabricarían las placas para después soldarlas con dicho eje.

Por este motivo, el método elegido para fabricar los rocker es el mecanizado por corte por láser de las placas para que después sean soldadas.

A pesar de esto, para trabajos futuros, podría contemplarse la fabricación de los rocker mediante mecanizado, empleando control numérico con el objetivo de reducir peso. Es por ello que en el proyecto se analizará este método como segunda opción.

### 5.4 Material

En este proyecto se han estudiado varios materiales que se podrían emplear en los métodos de fabricación mencionados anteriormente. Se han tenido en cuenta acero y aluminio como posibles materiales a utilizar. En la siguiente tabla pueden verse algunas propiedades de estos materiales que servirán de guía ya que habrá diferencias entre las diversas aleaciones dentro de cada material:

Material	Densidad	Límite elástico	Módulo de Young (E)	Coefficiente de Poisson
Acero	7850 kg/m <sup>3</sup>	250 - 1300 MPa	210 GPa	0,3
Aluminio	2700 kg/m <sup>3</sup>	70 - 500 MPa	70 GPa	0,35

Tabla 4. Propiedades de materiales empleados

Como se puede apreciar, la densidad del acero es mucho mayor que la del aluminio por lo que el peso de un rocker fabricado en acero será superior al de uno mecanizado en aluminio. Sin embargo, la resistencia del acero es mayor haciendo que pueda disminuirse el espesor de las placas que se vayan a soldar. Como hemos mencionado anteriormente, dependiendo de las aleaciones, las propiedades van a variar.

En el diseño que se elaboró en la temporada pasada, el equipo ARUS empleó en ambas configuraciones de la suspensión, aluminio. Tras la finalización de las competiciones se apreció que en el rocker delantero, el orificio donde llegaba la barra de empuje plastificó observándose una notable deformación en él. Por tanto, en el diseño del ART-17 se decide fabricar dichos rockers de acero S275, siendo este perfectamente soldable. Con esto se consigue aumentar el límite elástico y, por tanto, se minimiza el riesgo de plastificación. En la siguiente tabla se muestran las propiedades de la aleación empleada:

### Acero S275

<b>Densidad</b>	7850 kg/m <sup>3</sup>
<b>Módulo de Young</b>	210 GPa
<b>Límite elástico</b>	275 MPa
<b>Límite de rotura</b>	410 MPa
<b>Coefficiente de Poisson</b>	0,3

Tabla 5. Propiedades Acero S275

Para la configuración de la suspensión trasera, teniendo en cuenta que en años anteriores no hubo problemas respecto a la resistencia del material, se decide mantener el aluminio para la fabricación del rocker trasero. En este caso se utiliza la aleación de aluminio 6082-T6. La principal ventaja de este aluminio es que es soldable, aunque sea mucho menos resistente que la aleación 7075-T6, que no se puede soldar. Además, las propiedades que presenta en cuanto a resistencia se refiere, es suficiente para la aplicación requerida como se muestra en los análisis que se realizan en apartados posteriores.

En la siguiente tabla se presenta las propiedades mecánicas de la aleación de aluminio utilizada:

### Aluminio 6082-T6

<b>Densidad</b>	2700 kg/m <sup>3</sup>
<b>Módulo de Young</b>	70 GPa
<b>Límite elástico</b>	310 MPa
<b>Límite de rotura</b>	340 MPa
<b>Coefficiente de Poisson</b>	0,33

Tabla 6. Propiedades Aluminio 6082-T6

## 5.5 Modelo inicial de los rockers

Tras la elección de los materiales a utilizar en cada una de las configuraciones de la suspensión y del método de fabricación empleado, se procede a realizar un diseño inicial a partir de los puntos de la suspensión descritos anteriormente. De este modo se podrá analizar la geometría consiguiendo el objetivo de este proyecto, una optimización topológica de los rockers.

### 5.5.1 Diseño Rocker delantero

Como se comentó anteriormente, los puntos donde van a actuar las fuerzas están ya definidos y se han calculado los rodamientos elegidos mediante la actuación de dichas fuerzas. Por ello, el diseño inicial de la geometría del rocker va a verse restringido por dichos puntos consiguiendo, como se muestra en la imagen inferior, la siguiente geometría.

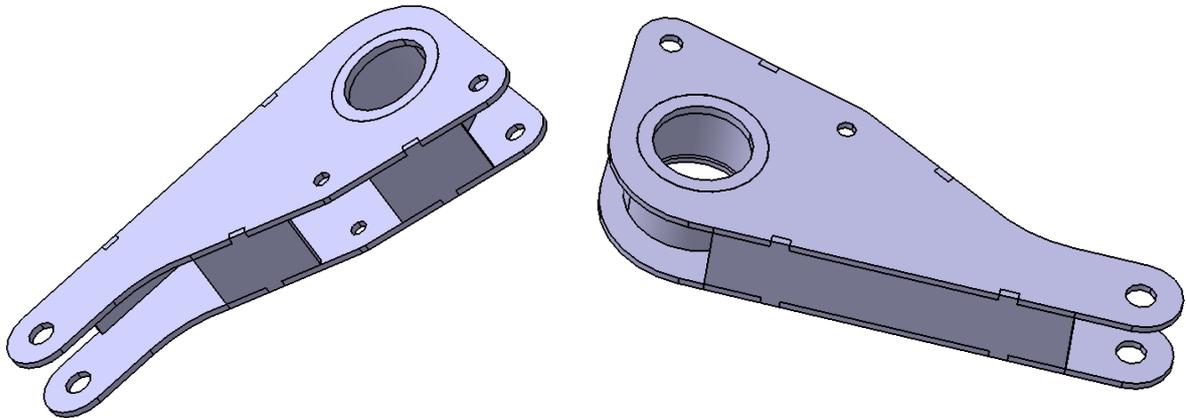


Figura 15. Diseño inicial Rocker delantero

Como se puede apreciar en las imágenes, el rocker consta de dos placas principales, de tres placas laterales y de un casquillo que servirá de eje en el montaje del rodamiento elegido anteriormente. Tanto las placas laterales como el casquillo sirven de unión entre las placas principales y se soldarán convenientemente.

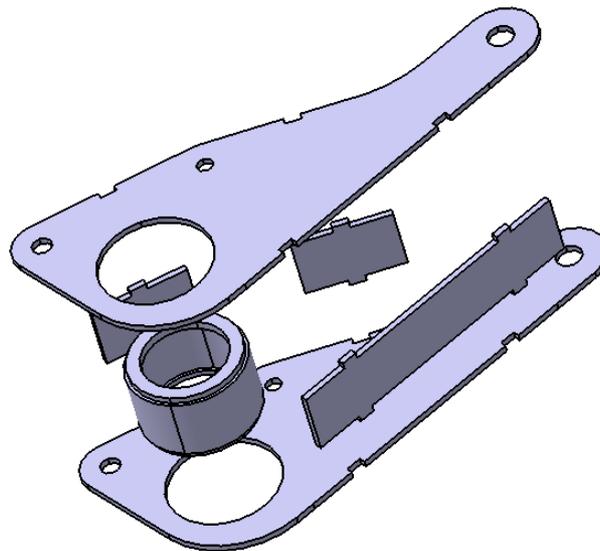


Figura 16. Elementos que componen el rocker delantero

Tras la colocación de dicha geometría junto a los demás componentes, es necesario ajustarla de tal forma que no haya interferencia con ningún componente durante todo el recorrido de la suspensión. Como podemos apreciar en la figura inferior, esto no se tuvo en cuenta en la fabricación del rocker delantero del anterior monoplaza por lo que hubo que lijar manualmente hasta que no se produjera ninguna interferencia. Es por ello que se ha tenido en cuenta este hecho y en la zona de posible choque, se ha ajustado la geometría.



Figura 17. Interferencia rocker-amortiguador ART-16

Además, a las placas se le ha realizado una serie de muescas para que el montaje sea lo más preciso posible.

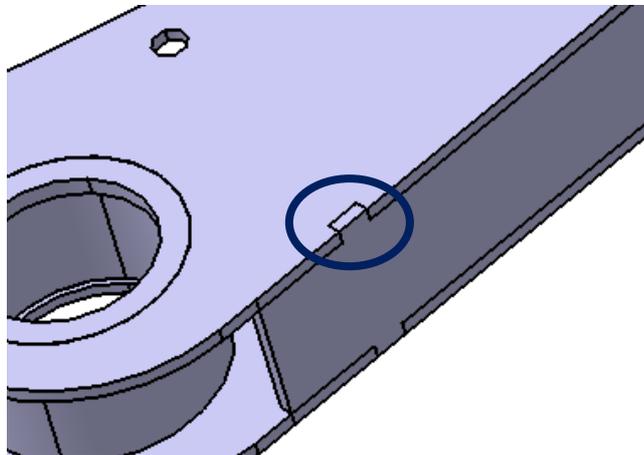


Figura 18. Muecas para montaje de las placas del rocker

A partir de la geometría descrita, se procede a la realización de análisis de tensiones y deformaciones que se van a producir sobre el rocker con la actuación de la fuerzas.

### 5.5.2 Diseño Rocker trasero

En este apartado, se procede a la descripción de la geometría inicial de los rocker traseros, al igual que se ha realizado anteriormente con los rockers delanteros.

La geometría que más se adapta a los puntos de la suspensión trasera que se comentaron en apartados anteriores, es la que se muestra a continuación. Observamos en esta ocasión que, los componentes que constituyen el rocker trasero, son dos placas principales y un eje sobre el que rotará, donde se colocarán convenientemente los rodamientos elegidos. Esto se debe a que las fuerzas permanecen durante todo el recorrido de la suspensión dentro del plano del rocker, siendo innecesario reforzarlo aún más añadiendo placas laterales.

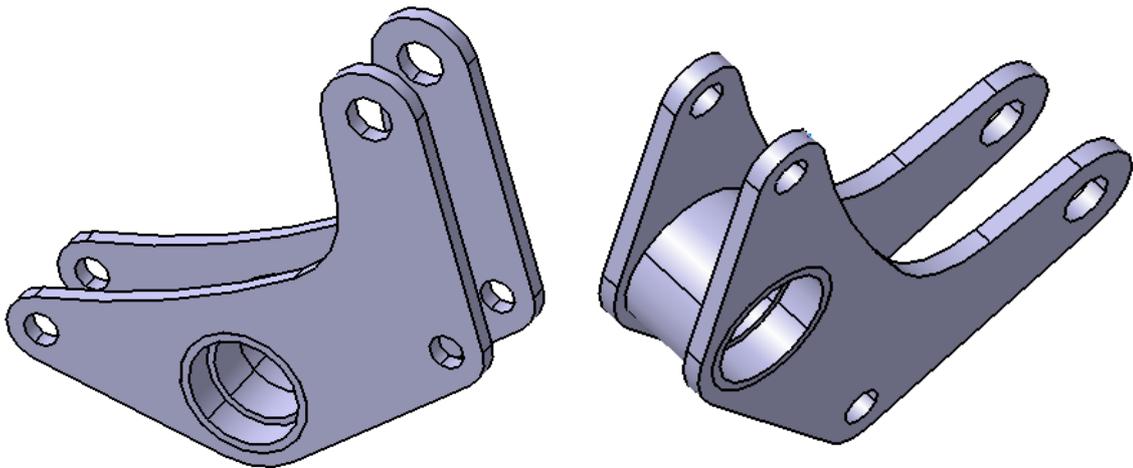


Figura 19. Diseño inicial Rocker trasero

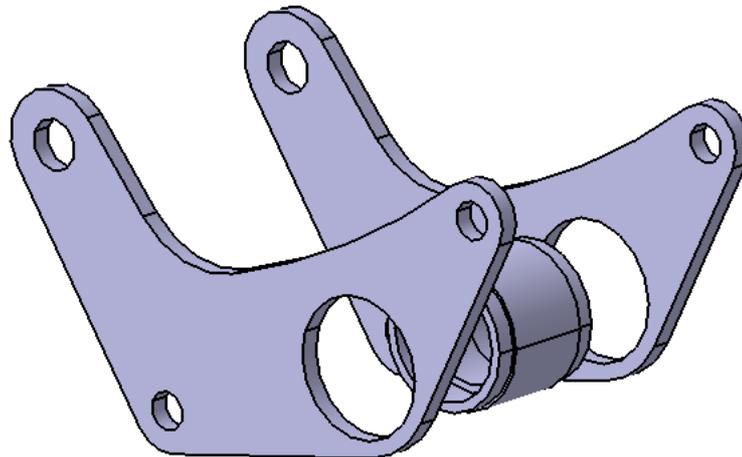


Figura 20. Elementos que componen el rocker trasero

A continuación, podemos observar el rocker trasero utilizado en el monoplaza de la temporada pasada. La geometría es muy similar ya que tras el análisis de tensiones y deformaciones que se hizo, no se contempló la opción de realizar una optimización topológica ya que la geometría obtenida ya resultaba bastante simple y el peso era pequeño. A pesar de esto, en este proyecto sí se contempla esta opción, realizándose tanto para el rocker delantero como para el trasero, una optimización y posterior análisis de tensiones y deformaciones.



Figura 21. Rocker trasero ART-16

# 6 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS (FEM)

---

En este apartado se procede al análisis de tensiones y desplazamientos que se producirán en las piezas debido a las fuerzas que actúan sobre ellas para su posterior optimización. De este modo, partiendo del dimensionamiento inicial explicado anteriormente, conseguiremos un diseño óptimo y fiable de los rockers.

Esto se va a llevar a cabo mediante el empleo de un software de elementos finitos, en nuestro caso Altair HyperWorks. Se trata de un programa de análisis y simulación para ingeniería desarrollado por Altair Engineering.

HyperWorks consta de varios programas entre los que utilizaremos HyperMesh. Dicho programa se empleará para el preproceso, la generación y preparación de la malla en el diseño inicial, usando tecnología de modelado de elementos finitos en sólidos y superficies. Además, también usaremos HyperView, programa de postproceso que sirve para la visualización de resultados del análisis por elementos finitos.

El procedimiento que vamos a seguir hasta obtener los resultados, que se explicará más detalladamente a continuación, es el siguiente:

1. Definición de zona de diseño y zona de no diseño.
2. Mallado.
3. Creación de elementos rígidos para unir los nodos sobre los que se aplican las fuerzas y la geometría.
4. Definición de fuerzas y condiciones de contorno.
5. Definición de propiedades de los materiales.
6. Análisis de tensiones y desplazamientos.
7. Visualización de resultados.

## 6.1 Objetivos

El análisis de elementos finitos se usa en numerosas aplicaciones, entre las que destacan la aeronáutica, biomecánica y la industria automovilística. En ellas se emplea estos análisis para el diseño y desarrollo de sus productos. Con estos análisis se consigue simular fielmente los estados a los que se someterán estructuras, sólidos o cualquier superficie ante todo tipo de fuerzas. El empleo de esta tecnología ha reducido enormemente el tiempo y trabajo desde que se crea un diseño inicial hasta que se lanza el producto final, facilitando todo el proceso de producción.

Resulta necesario establecer unos objetivos para saber si, tras las iteraciones que se realicen, el resultado es el esperado. Los objetivos a perseguir son:

1. Resistencia elástica: Las piezas deben soportar las deformaciones que puedan producirse sin plastificar, es decir, tras la aplicación de las cargas debe recuperar su geometría inicial.
2. Resistencia a fatiga: Los rockers son piezas que se van a someter a cargas cíclicas, por lo que se debe garantizar su resistencia ante este tipo de cargas.

3. Reducción de peso: tras garantizar los objetivos anteriores, se da un paso más, la reducción del material para obtener un diseño más óptimo. Además de ser sometido a un análisis posterior que verifique y garantice su resistencia ante cualquier situación a la que se vea sometida.

## 6.2 Mallado. Tipos de elementos

El método de elementos finitos (FEM) consiste en transformar un cuerpo de naturaleza continua en un modelo discreto aproximado, se realiza por tanto una discretización del modelo.

Este método predice el comportamiento del modelo mediante la combinación de la información obtenida a partir de todos los elementos que conforman el modelo. El conocimiento de lo que sucede en el interior de este modelo del cuerpo aproximado se obtiene mediante una interpolación de los valores conocidos en los nodos, puntos de unión de cada elemento con sus adyacentes.

Para tener unos resultados fiables y que se asemejen lo mejor posible a la realidad, como se comentó anteriormente, es necesario conseguir una malla de elementos adecuada. Para ello, a continuación, se definen los tipos de elementos que se pueden emplear mediante el uso de Hyperworks y que serán usados en el desarrollo de los análisis de este proyecto.

Los tipos de elementos que vamos a usar son los siguientes:

1. Elemento RBE2. Son elementos rígidos que sirven de unión entre nodos. En nuestro caso se van a emplear para conectar los nodos sobre los que se aplican las fuerzas con los nodos de las paredes de contacto con los tornillos de unión a las barras involucradas en la suspensión.
2. Elemento Tetra4. Se trata de elementos con forma tetraédrica que se suele usar para crear malla de forma automática. En nuestro proyecto lo hemos utilizado para realizar análisis iniciales.
3. Elemento Hex20. Este elemento tiene forma de hexaedro con funciones de forma de segundo orden. Estos elementos son con los que se consiguen los mejores resultados.

El mallado es un paso crucial en el análisis de diseño. El mallado automático en el software genera una malla basándose en un tamaño de elemento global, una tolerancia y especificaciones locales de control de malla. El control de malla le permite especificar diferentes tamaños de elementos de componentes, caras, aristas y vértices.

El software estima un tamaño de elemento global para el modelo tomando en cuenta su volumen, área de superficie y otros detalles geométricos. El tamaño de la malla generada (número de nodos y elementos) depende de la geometría y las cotas del modelo, el tamaño del elemento, la tolerancia de la malla, el control de malla y las especificaciones de contacto.

En las primeras etapas del análisis de diseño donde los resultados son aproximados pueden resultar suficientes un tamaño de elemento mayor para una solución más rápida. Esto es lo que en este proyecto se intenta reflejar. Tras varios análisis de prueba con el software y, para obtener una solución más precisa, se va a utilizar un tamaño de elemento más pequeño.

Lo más conveniente es el empleo de una malla con elementos del mismo tipo, es decir, crear una malla uniforme. Un mallado no uniforme solo se empleará en aquellas zonas de transición o en regiones de geometría más compleja. Por ello, evitaremos crear una malla con elementos de diferente tipo salvo que sea necesario. Además, como se ha mencionado anteriormente, el empleo de elementos de tipo tetraédricos, son menos adecuados, siendo los elementos cuadriláteros generalmente más exactos.

Por otro lado, hay que tener en cuenta una serie de aspectos a la hora de mallar. La variación de tamaño entre los elementos adyacentes debe ser progresiva, la densidad de elementos en algunas regiones de la

La malla debe ser más alta. En las mallas de elementos triangulares se deben evitar los ángulos obtusos y los elementos deben ser regulares, como se explica a continuación.

Para elementos triangulares y cuadriláteros, la relación largo/ancho o *Aspect Ratio* debe ser cercana a 1. Sin embargo, se aceptan ratios de hasta 5.

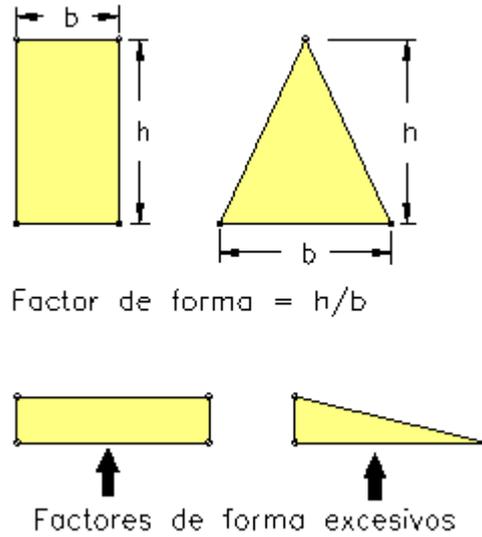


Figura 22. Recomendación de aspect ratio

Además, los elementos no deben presentar ángulos extremadamente agudos u obtusos. Se permite una desviación de hasta  $30^\circ$  de los ángulos óptimos en un triángulo equilátero o del ángulo recto en cuadriláteros, ya que se producirán resultados inesperados durante la ejecución del programa.

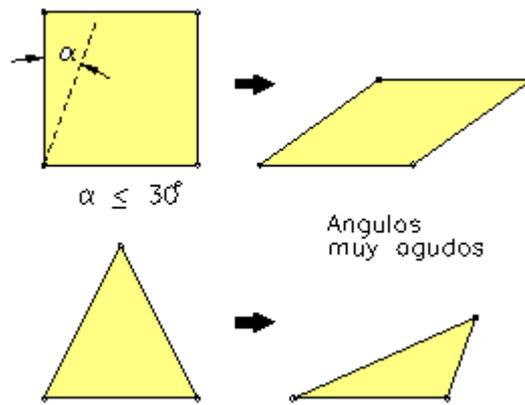


Figura 23. Ángulos recomendados

En las siguientes imágenes podemos apreciar la regularidad de la malla, así como la adaptación a las curvaturas de la misma y en las zonas de transición.

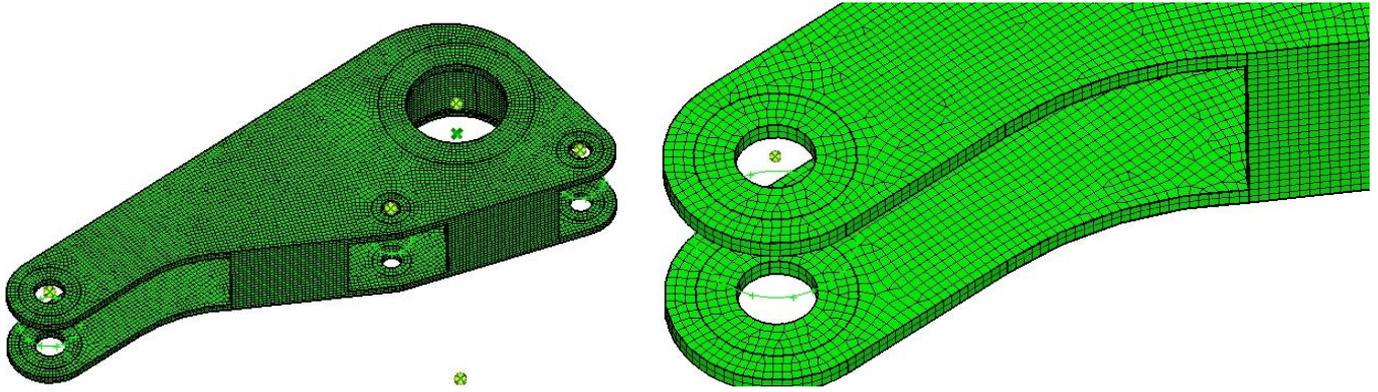


Figura 24. Malla empleada en rocker delantero

Al igual que en el caso del rocker delantero, se ha comprobado que los elementos empleados en la malla del rocker trasero cumple con las especificaciones requeridas. En las siguientes imágenes se puede apreciar la calidad de la malla.

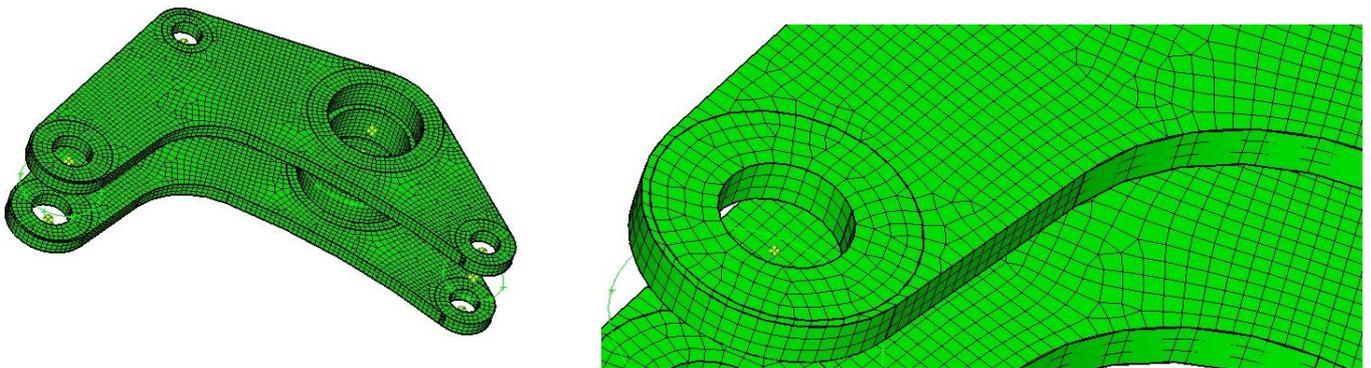


Figura 25. Malla empleada en rocker trasero

Mediante el programa de análisis utilizado, se puede comprobar que todos los aspectos mencionados anteriormente se encuentran en el rango requerido, por lo que la malla empleada en los análisis es adecuada para presentar resultados correctos y lo más cercano posible a la realidad.

A continuación, se recogen en una tabla las propiedades que debe cumplir la malla y los valores que se pueden aceptar para considerar que dicha malla es correcta:

	Objetivo	Valor aceptable	% elementos rocker delantero	% elementos rocker trasero
<b>Aspect Ratio</b>	1	<5	100%	100%
<b>Skew</b>	0°	<45°	100%	95%
<b>Quads angle</b>		45°<9<135°	100%	100%
<b>Jacobian</b>	1	>0.5	100%	100%

Tabla 7. Propiedades malla

### 6.3 Unidades

Hyperworks, al igual que la mayoría de software de diseño, es un programa que no tiene unas unidades definidas, sino que se deben elegir convenientemente para facilitar el entendimiento de los resultados. Es por ello que, en la siguiente tabla se recogen las unidades empleadas en los análisis realizados aclarando de este modo los resultados obtenidos.

Magnitud	Unidad
Longitud	Milímetro (mm)
Fuerza	Newton (N)
Tensión	Mega Pascal (MPa)

Tabla 8. Unidades empleadas en los análisis

Como se podrá observar en los resultados de los análisis de tensión y desplazamientos, no se muestran las unidades en las que se mide, solo los valores asociados. Por este motivo se ha resumido en este apartado, para facilitar la comprensión de dichos resultados.

### 6.4 Condiciones de contorno y fuerzas

Para modelar correctamente el sólido y que el análisis sea lo más fiel posible a la realidad, es necesario establecer unas condiciones de contorno a las que se someterán los rockers.

En primer lugar, cabe destacar que, mediante el empleo del programa de diseño de Catia, se han unido todas las placas de los rocker entre sí y con sus ejes a través operaciones booleanas, simulando de este modo la soldadura y convirtiéndolo en un único elemento conectado para no tener problema en el análisis posterior.

Por otro lado, como ya se ha comentado en apartados anteriores, se va a analizar el estado de fuerzas más crítico al que se verán sometidos los rocker, es decir, cuando la rueda se encuentra en su posición más elevada, maximizándose las fuerzas aplicadas del conjunto muelle-amortiguador y de la barra estabilizadora. Por ello, las condiciones de contorno empleadas serán:

1. La aplicación de las fuerzas del conjunto muelle-amortiguador y de la barra estabilizadora.

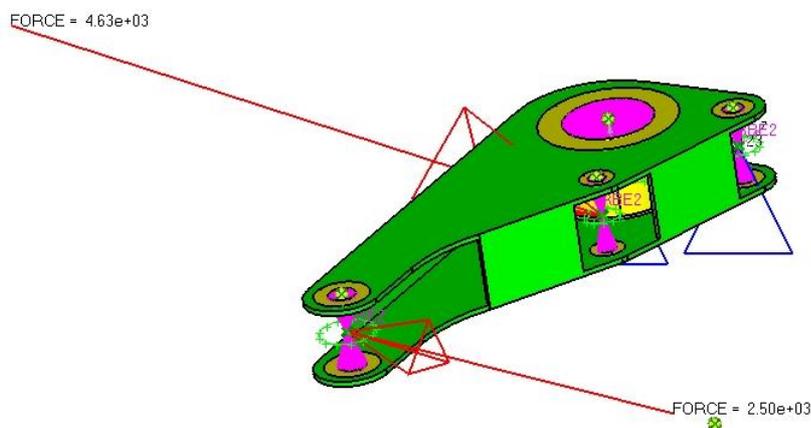


Figura 26. Fuerzas aplicadas en rocker delantero

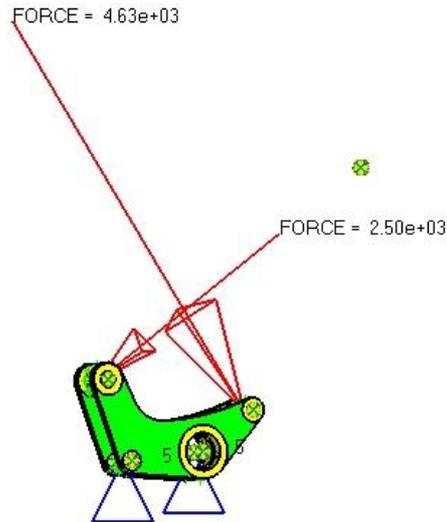


Figura 27. Fuerzas aplicadas en rocker trasero

2. El eje de los rocker se modela impidiendo su desplazamiento, pero si se permitirá el giro alrededor de su propio eje de simetría.
3. En la unión de los rocker con la barra de empuje Push o Pull, se impiden los desplazamientos, pero se permiten todos sus giros al estar modelada como la unión con una rótula.

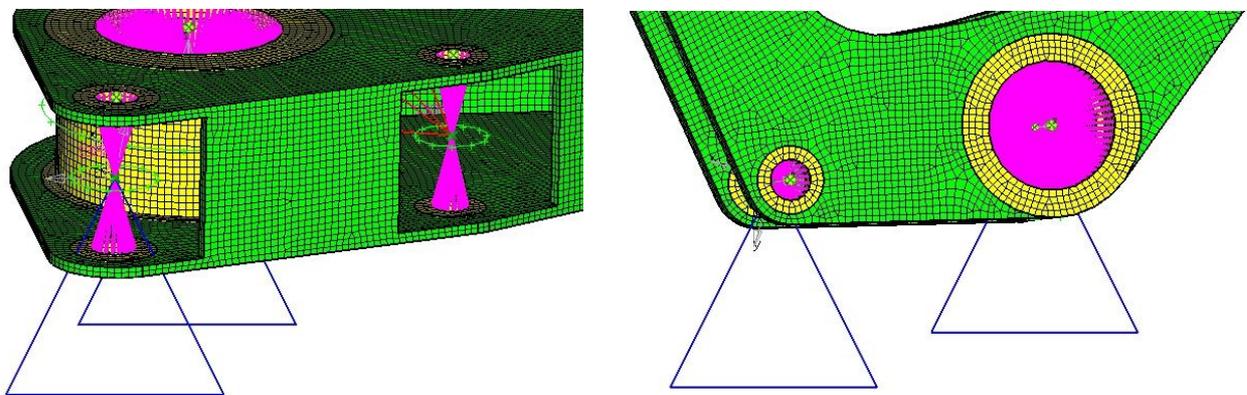


Figura 28. Condiciones de contorno

La dirección de aplicación de las fuerzas viene establecida por una serie de nodos que se crean en el diseño inicial. Los nodos donde se van a aplicar dichas fuerzas están unidos al sólido mediante un elemento rígido RBE2. Este tipo de elemento permite transferir las fuerzas desde el nodo de aplicación hasta los nodos de las placas de los rocker que en la realidad estarán en contacto con los tornillos, transmitiendo las fuerzas especificadas en apartados anteriores.

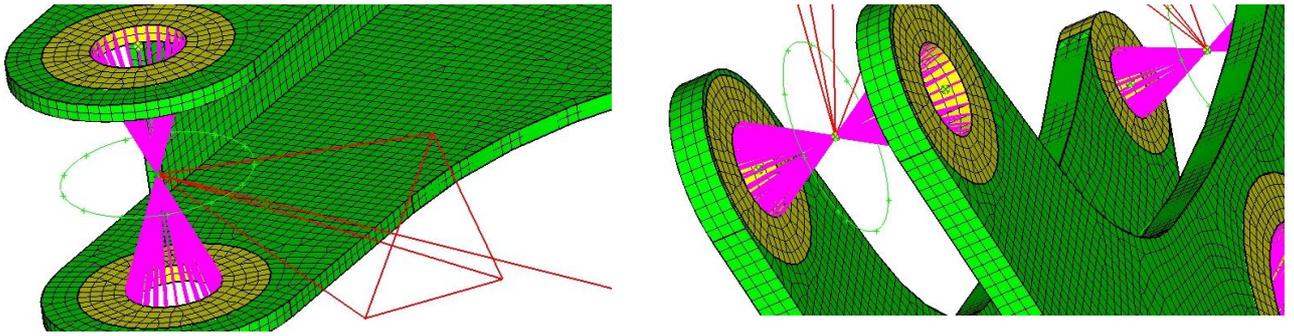


Figura 29. Elemento rígido RBE2

## 6.5 Análisis de diseño inicial

En este apartado se van a mostrar los resultados obtenidos tras los análisis de los rockers. Como se ha comentado, para realizar estos análisis es necesario seguir un procedimiento iterativo en la que se contemplan los pasos descritos anteriormente.

Tras el dimensionamiento de los rocker y de los puntos que describirán la dirección de aplicación de las fuerzas mediante el empleo del programa de diseño Catia, se importa la geometría creada en Hypermesh donde serán analizados.

En primer lugar, se requiere establecer las zonas de *diseño* y *no diseño* de los rocker, es decir, zonas que requieren que la geometría no se vea modificada por la posterior optimización. Dichas zonas son las de los ejes donde se colocarán los rodamientos o los taladros donde se introducen los tornillos de unión con el resto de elementos de la suspensión.

Una vez definidas estas zonas, se procede a la elaboración del mallado cuyas propiedades requeridas se han descrito anteriormente, siendo comprobadas por el propio programa de análisis. Entre todos los análisis realizados, inicialmente se empleó un tamaño de elementos de la malla mayor para tener una primera visión de los resultados y comprobar que son los esperados. Posteriormente la malla ha sido refinada, obteniéndose resultados más precisos, finalizando con el análisis de segundo orden, capaz de mostrar resultados más fiables.

Como se ha comentado en las condiciones de contorno, un componente muy importante para obtener los análisis son los elementos RBE2, que conectaran los nodos en los que se aplican las fuerzas con los nodos de los rockers. Sin estos elementos no se obtendría ningún tipo de resultado.

Tras el mallado y aplicación de las condiciones de contorno, se introducen las propiedades de los materiales a emplear. En el caso del rocker delantero, será Acero S275 y en el trasero, Aluminio 6082-T6.

Una vez realizados todos los pasos comentados, se puede realizar el análisis de tensiones y desplazamientos. Con los resultados que se obtengan, se tomarán decisiones para mejorarlos y que cumplan todos los objetivos especificados.

En primer lugar, se tratará el análisis del rocker delantero. Una de las opciones que se van a estudiar es el espesor de las placas que componen la pieza. Para ello se comparan las tensiones y desplazamientos obtenidos tras los análisis eligiendo una combinación que sea aceptable y que cumpla con los objetivos perseguidos en este proyecto.

A continuación, se muestran imágenes del postproceso que recogen los resultados obtenidos tras el análisis de una de las combinaciones y una tabla con los resultados de todas las demás.

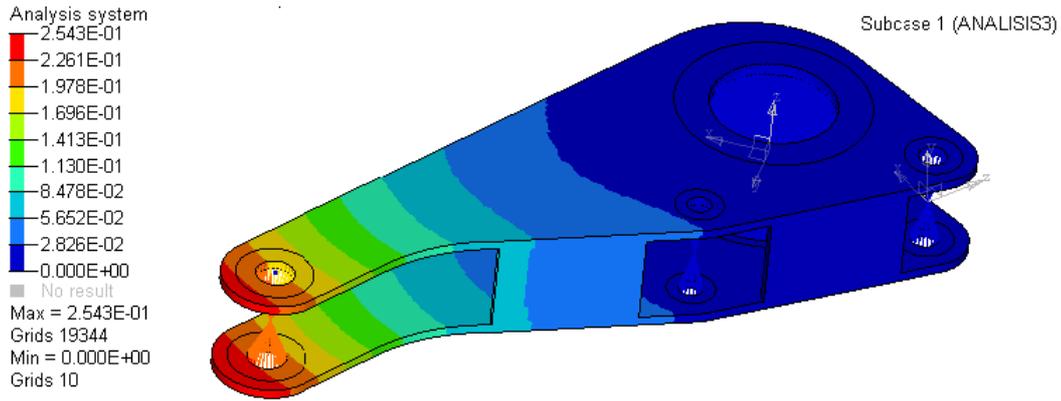


Figura 30. Análisis de desplazamientos rocker delantero

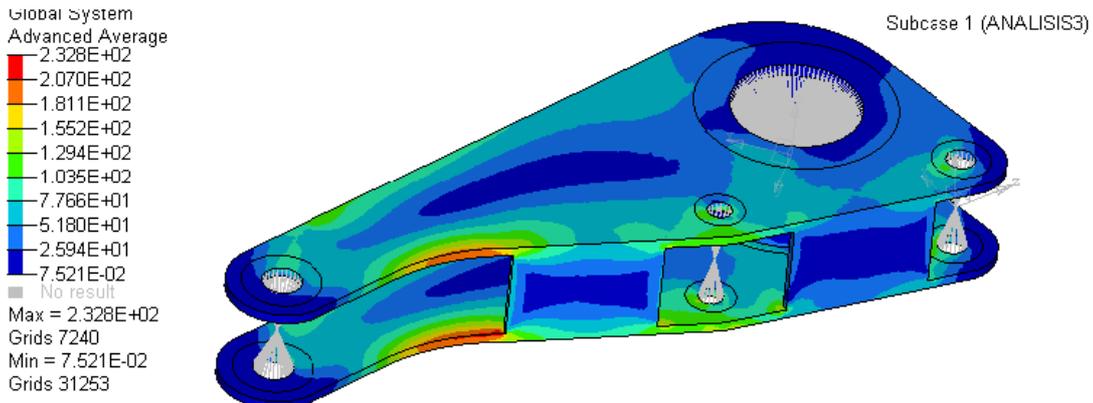


Figura 31. Análisis de tensiones rocker delantero

ANÁLISIS DISEÑO INICIAL	ANÁLISIS 1	ANÁLISIS 2	ANÁLISIS 3
<b>Espesor placa principal</b>	2 mm	1,5 mm	2 mm
<b>Espesor placa lateral</b>	2 mm	1,5 mm	1,5 mm
<b>Tensión</b>	222 MPa	289,6 MPa	233 MPa
<b>Desplazamiento</b>	0,2376 mm	0,3067 mm	0,2543 mm

Tabla 9. Comparativa de análisis para diferentes espesores de placas

Como se puede observar tanto en las imágenes como en la tabla, el análisis número 3 es el elegido debido a que las tensiones no superan el límite elástico del acero y que los desplazamientos no son elevados.

El segundo análisis muestra unas tensiones muy elevadas por lo que la combinación de placas de 1,5 mm de espesor queda descartada para el diseño de los rockers delanteros. Sin embargo, no ocurre lo mismo con el primer análisis ya que tanto los desplazamientos como las tensiones son admisibles. No obstante, comparándolo con el tercer análisis, los resultados no difieren demasiado y teniendo en cuenta el objetivo de reducción de peso, se toma como combinación elegida, la tercera.

Del mismo modo se procede al análisis de diseño del rocker trasero. En este caso, la combinación de placas elegida es la de 3 mm de espesor. Con este diseño se obtienen unos desplazamientos máximos de 0,213 mm y unas tensiones de 190 MPa, mostradas en las imágenes siguientes, valores adecuados para el material seleccionado.

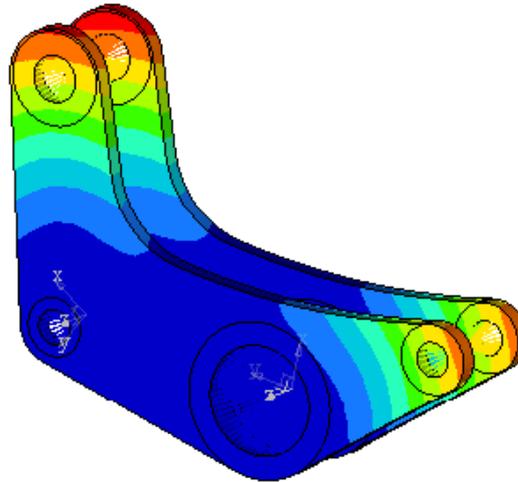
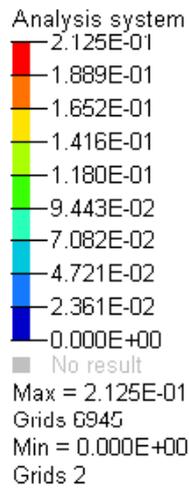


Tabla 10. Análisis de desplazamientos rocker trasero

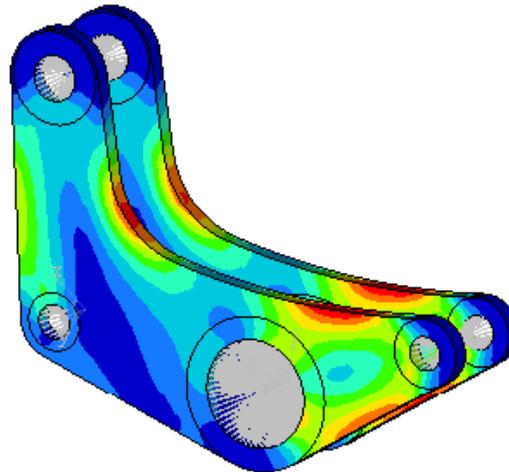
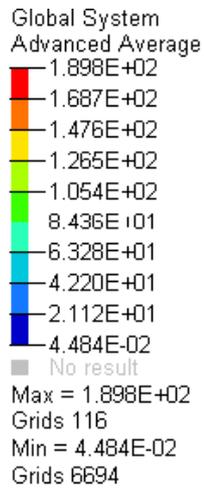


Tabla 11. Análisis de tensiones rocker trasero

Una vez detallado el diseño geométrico inicial, se partirá de éste para realizar la optimización topológica de las piezas. Todo el procedimiento realizado se explicará más detalladamente a continuación.



# 7 OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA

El objetivo de este proyecto es llegar a un diseño óptimo de los rockers de un monoplaza Formula Student. Para poder conseguir este objetivo, verificando que las piezas soportan las condiciones a las que se van a ver sometidas, se ha llevado a cabo los análisis anteriormente descritos. Sin embargo, la geometría analizada, aún puede verse modificada realizando una optimización del diseño inicial.

El programa de análisis de elementos finitos tiene la posibilidad de optimizar cualquier geometría según unas condiciones y objetivos especificados.

Ante la falta de posibilidad de contar con un programa capaz de esto, lo que habría que hacer es ir modificando la geometría y analizarla manualmente hasta llegar a un diseño óptimo y eficiente, corrigiendo el modelo diseñado según los resultados obtenidos. El número de iteraciones que habrá que hacer dependerá principalmente de la complejidad de la pieza, así como de la precisión en los resultados que se quiera obtener. Sin embargo, el avance con este programa permite reducir este número de iteraciones y llegar más fácilmente al dimensionamiento final de la pieza, con resultados satisfactorios en los análisis de tensiones y desplazamientos realizados.

Mediante una serie de especificaciones definidas en el programa, éste es capaz de obtener un diseño geométrico adecuado. La optimización topológica permite la síntesis de estructuras. El problema de máxima rigidez con restricción de volumen consiste en encontrar la distribución de material en el dominio de la pieza analizada para así poder optimizar el modelo.

En primer lugar, como se comentó en el apartado anterior, en el diseño inicial de las piezas se han definidos dos zonas bien diferenciadas, una zona de diseño, sobre la que va a actuar la optimización y una zona de no diseño, que no será modificada ya que requiere tener unas dimensiones determinadas. La zona de no diseño va a ser aquella que engloba al eje (sobre el que rotará el rocker y se colocará el rodamiento) y los agujeros donde se unen las demás barras de la suspensión y el conjunto muelle-amortiguador. Con esta diferenciación de zonas, el programa podrá modificar solo aquella que deseemos.

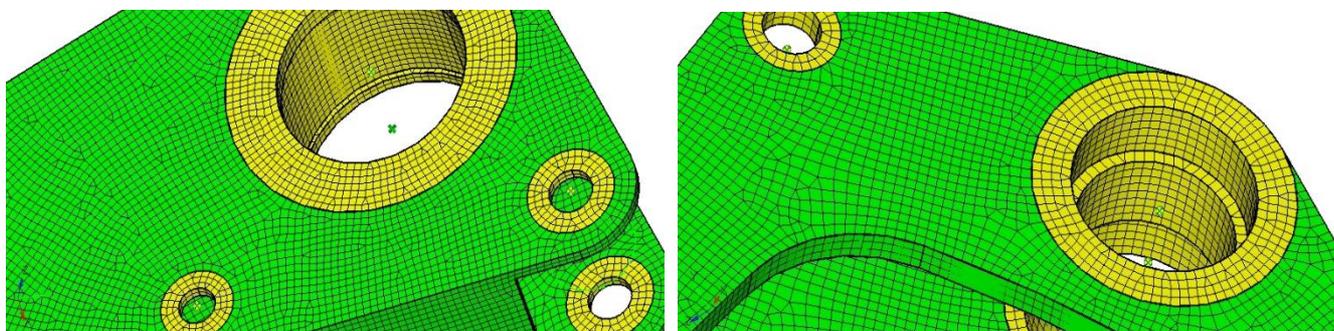


Figura 32. Zonas de diseño y no diseño

Para poder realizar una optimización topológica en una pieza es necesario que se establezcan unas

respuestas, es decir, aquellas variables que el programa va a tener en cuenta. Entre ellas pueden encontrarse tensiones, desplazamientos, etc. En nuestro caso, la fracción volumétrica se va a tomar como respuesta. Además, se debe establecer un objetivo, la rigidez de la pieza. Lo que se busca por tanto es maximizar la rigidez minimizando el volumen material empleado. En el programa se emplea una variable objetivo que es inversa a la rigidez, esta es *Weighted Compliance*. Por tanto, lo que se busca es minimizar esta variable, consiguiendo maximizar la rigidez global de la pieza.

Una vez establecidos estos objetivos, el software se encarga de realizar una serie de iteraciones con las que va modificando la geometría y comprobando que se cumplan los requerimientos. Llega un momento en el que programa converge y toma la última iteración como solución más óptima.

La topología se caracteriza a través de la densidad de los elementos. Aquellos con densidad nula, podrán omitirse, y si toman el valor unidad quiere decir que esos elementos son necesarios en la geometría. Sin embargo, existe muchos valores intermedios que van a proporcionar una solución diferente en cada iteración, por tanto, el programa va a mostrar la geometría obtenida para cierta densidad, que se podrá determinar manualmente.

Se debe tener en cuenta que la optimización se realiza para cada elemento, esto quiere decir que la geometría final obtenida tras la convergencia de la optimización no va a presentar contornos suaves, siendo necesaria un posterior diseño en el programa Catia.

El objetivo de este proyecto, como bien se ha ido comentando, es llegar a un diseño de las piezas óptimo y que cumpla con las especificaciones descritas, es decir, aporte resistencia suficiente para soportar las cargas, soporte los ciclos a fatiga y, por último, el peso sea minimizado. Con esta última etapa, se conseguirá esa reducción de peso y tras la optimización topológica realizada, se obtendrá el diseño final de las piezas. Posteriormente, esta geometría será analizada nuevamente para verificar que cumpla todos los requerimientos, obteniendo fiabilidad en el diseño final.

## 7.1 Optimización Rocker delantero

En este apartado se procede a la realización de la optimización topológica del rocker delantero. tal y como se ha comentado, se realiza una optimización del material maximizando la rigidez global de la pieza.

En primer lugar, se realiza el análisis de los elementos de la malla para comprobar que son adecuados para la optimización y se establecen las condiciones de contornos. En nuestro caso, estas condiciones se explicaron más detalladamente en los análisis previos realizados, y son aquellas condiciones más críticas a las que se va a ver sometido los rockers. Las fuerzas y las propiedades de los materiales se definen para la optimización del mismo modo que en el caso de los análisis. Posteriormente se introducen las variables necesarias, tanto las respuestas como los objetivos que se persiguen con la optimización.

Una vez definidas todas las variables, se procede a realizar la optimización, el software va realizando las iteraciones, hasta que converge, quedando un diseño mucho menos pesado, aunque bastante irregular. En el programa Hyperview podemos ver los resultados de las diversas iteraciones, sin embargo, solo nos centraremos en la última, cuando la optimización converge.

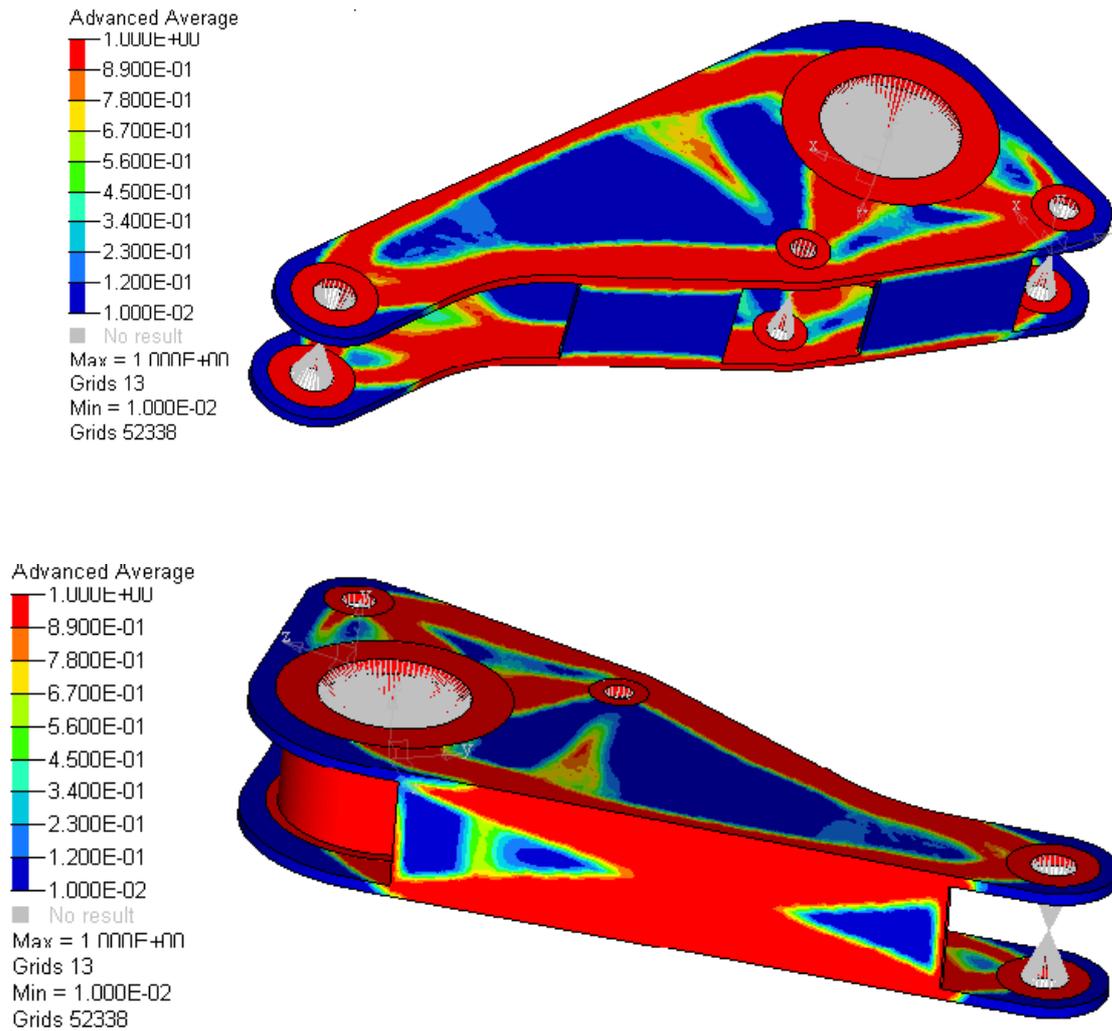


Figura 33. Optimización rocker delantero/densidad de elementos

Como podemos observar en la leyenda de colores se muestra la densidad de los elementos. En color rojo se muestra aquellas zonas que cuya densidad es igual a la unidad, es decir, las zonas que deben permanecer en el diseño final de la pieza. Por el contrario, el azul se muestran las zonas cuya densidad es prácticamente nula, pudiéndose suprimir dicho material. Como se comentó anteriormente, las zonas que se han definido como *zonas de no diseño* permanecen de color rojo, no pudiéndose suprimir dicho material.

Con este programa se puede elegir qué densidad de material se quiere suprimir, en nuestro caso se ha eliminado todo material cuya densidad sea inferior a 0,5 mostrándose los siguientes resultados.

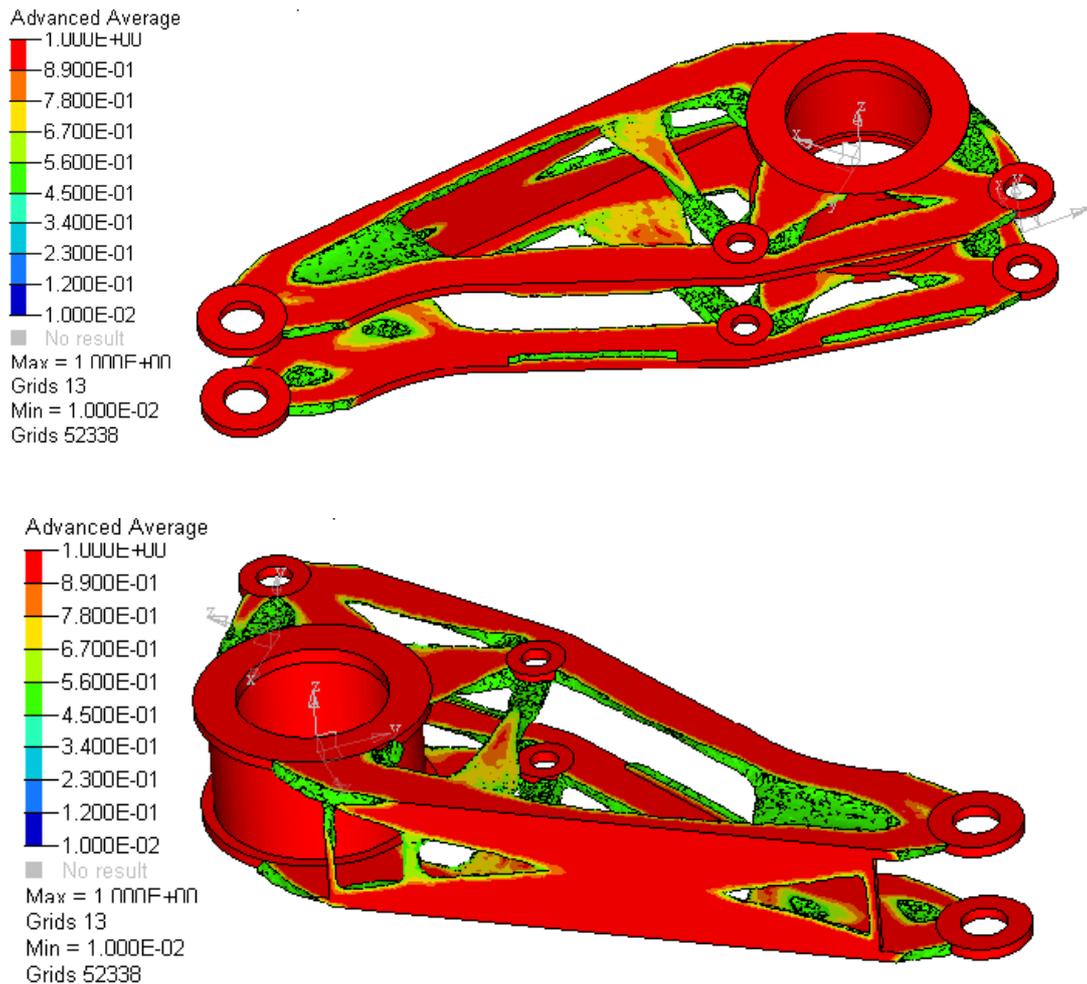


Figura 34. Optimización rocker delantero

Extrayendo esta geometría, se puede apreciar que no es simétrica, esto se debe a que las cargas aplicadas no se encuentran aplicadas en el plano del rocker, sino que se encuentran formando cierto ángulo fuera de dicho plano. Por tanto, la geometría de las placas principales es ligeramente diferente. Además, se aprecia como las pequeñas placas soldadas en uno de los laterales se han podido suprimir debido a que tanto el eje como la placa lateral de mayor longitud son capaces de rigidizar la pieza lo suficiente.

## 7.2 Optimización Rocker trasero

Del mismo modo que se ha explicado anteriormente, se procede a la optimización topológica de los rocker traseros. Una vez definido tanto la malla como las condiciones de contorno y las propiedades del material utilizado, se pueden establecer las variables y objetivos perseguidos por la optimización. Al ser una pieza de dimensiones mucho más reducidas, y disponer de zona de diseño menor, la reducción del material que se va a originar también va a ser inferior.

Estos son los resultados obtenidos tras la optimización.

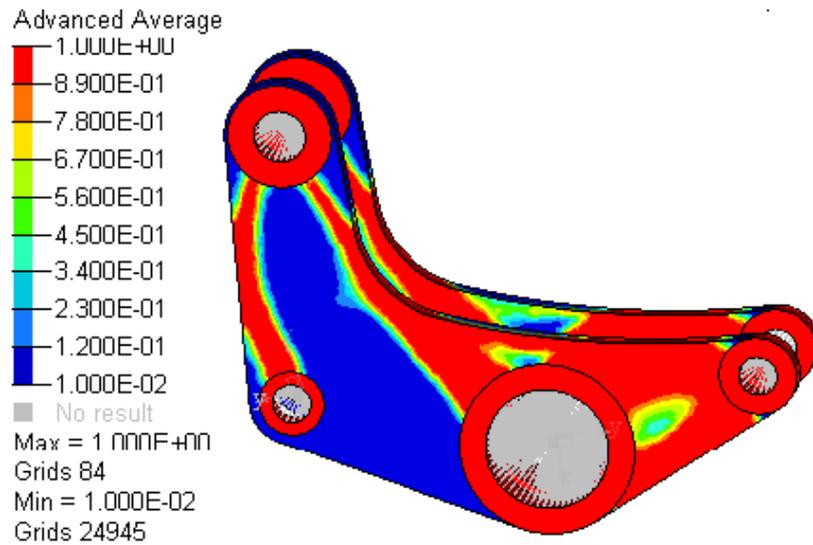


Figura 35. Optimización rocker trasero/densidad de elementos

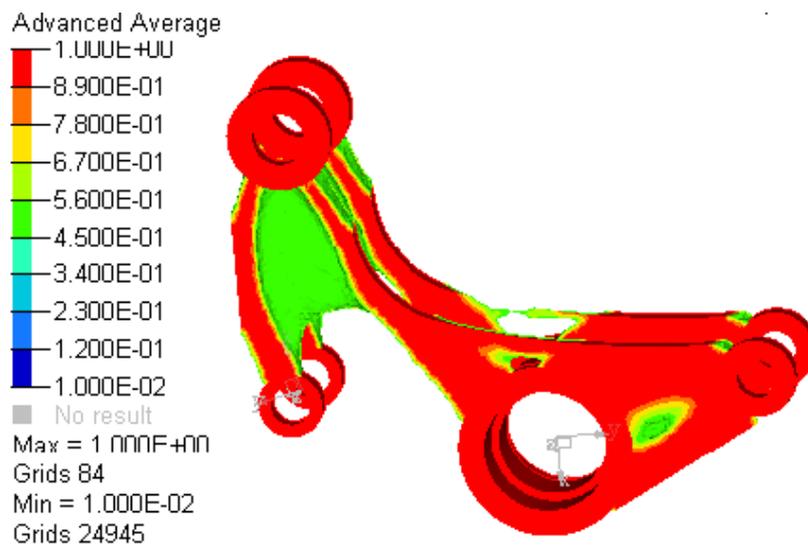


Figura 36. Optimización rocker trasero

En este caso, se trata de un diseño mucho más simétrico que el de los rocker delantero, esto se debe a que la aplicación de las cargas se produce en el mismo plano del rocker, no habiendo ninguna componente de las fuerzas que sea axial.

### 7.3 Rediseño del modelo y análisis posterior

Una vez realizada la optimización, la geometría resultante puede ser exportada a otro programa de diseño. De este modo, originaremos un nuevo modelo, que será el resultado final de todos los análisis realizados y de la optimización del diseño inicial.

La geometría obtenida tras la optimización no es continua y por tanto es necesario crearla nuevamente. A continuación, se muestra el diseño de los rocker tras la optimización:

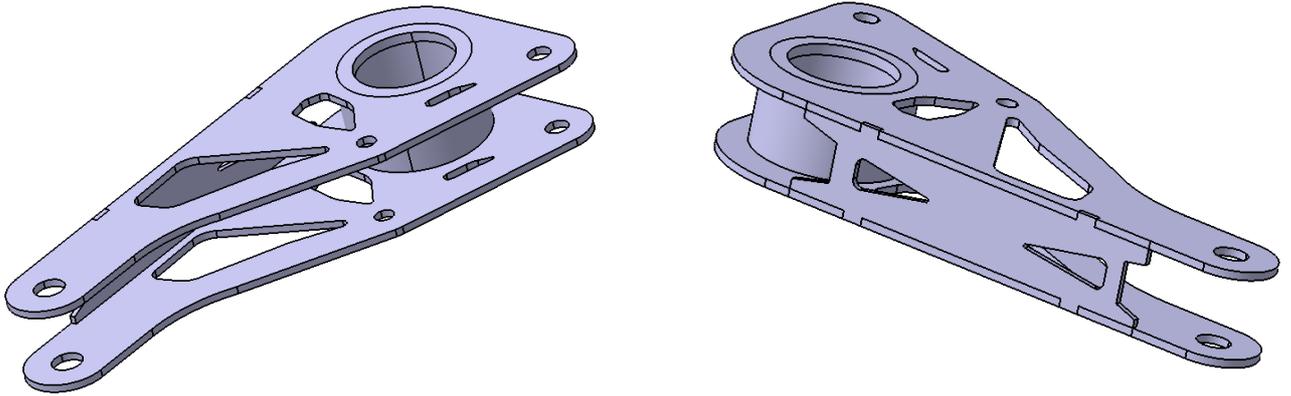


Figura 37. Diseño tras optimización del rocker delantero

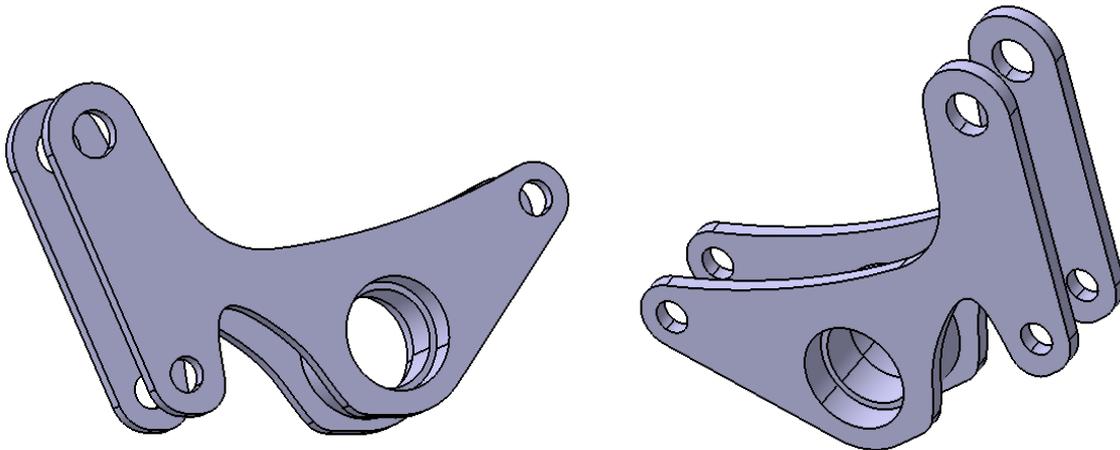


Figura 38. Diseño tras optimización del rocker delantero

Para verificar que el diseño obtenido tras la optimización es fiable, se somete el nuevo modelo a un análisis de elementos finitos del mismo modo que en el diseño inicial.

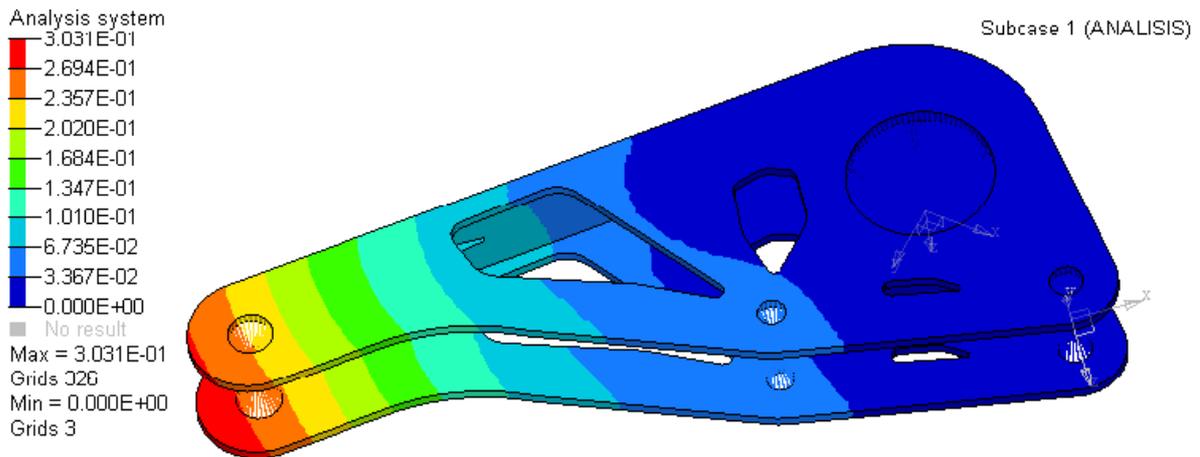


Figura 39. Análisis de desplazamiento rocker delantero optimizado

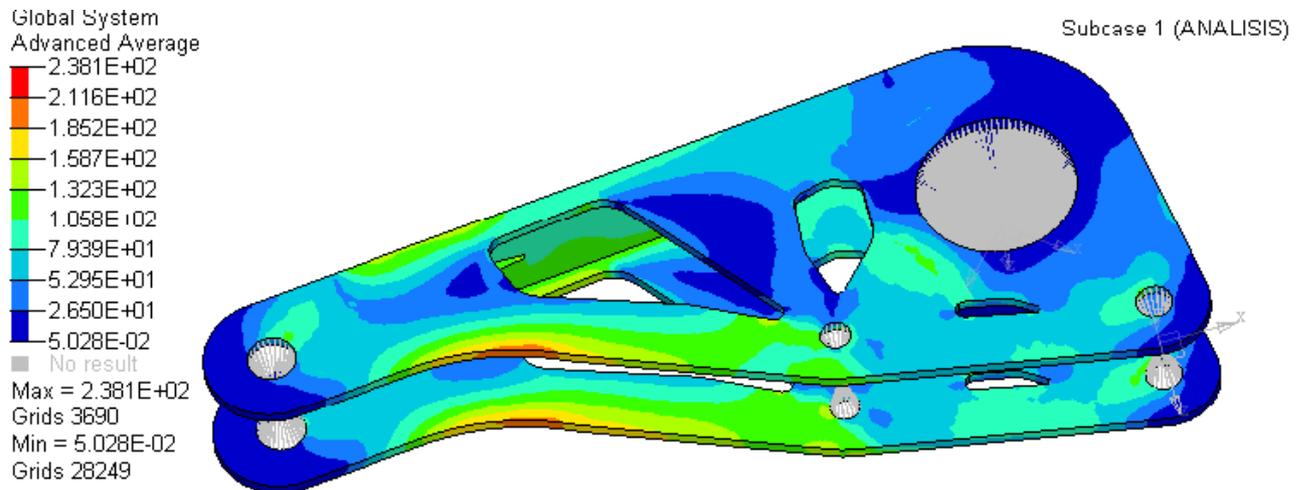


Figura 40. Análisis de tensiones rocker delantero optimizado

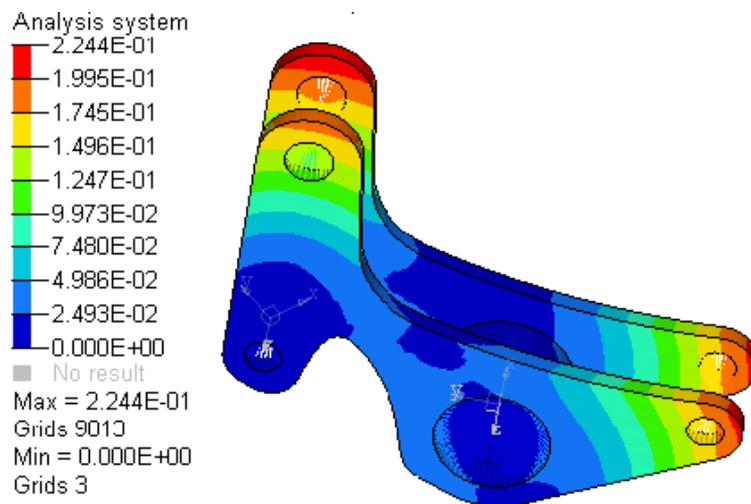


Figura 41. Análisis de desplazamiento rocker trasero optimizado

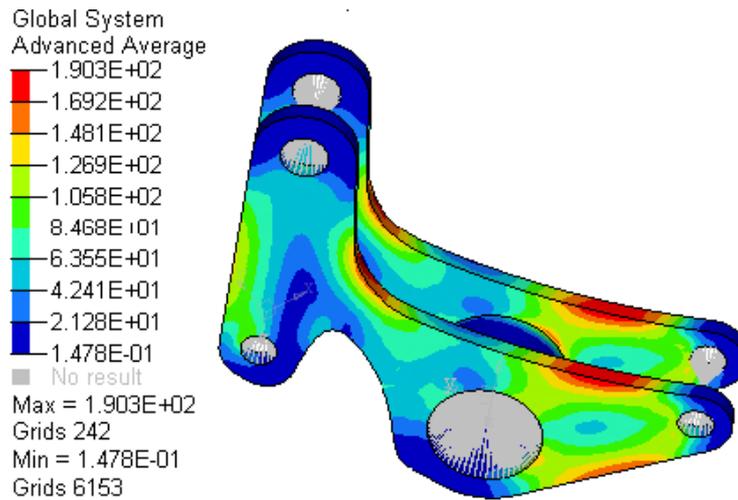


Figura 42. Análisis de tensiones rocker trasero optimizado

Los resultados que se han obtenido se recogen en la siguiente tabla comparativa:

	<b>Desplazamiento</b>	<b>Tensión</b>	<b>Peso</b>
<b>Rocker delantero</b>	0,25 mm	233 MPa	0,261 kg
<b>Rocker delantero optimizado</b>	0,30 mm	230 MPa	0,218 kg
<b>Rocker trasero</b>	0,22 mm	189 MPa	0,044 kg
<b>Rocker trasero optimizado</b>	0,23 mm	190 MPa	0,039 kg

Tabla 12. Comparación diseño inicial y diseño optimizado de rockers

Como podemos observar, hay una reducción de peso en las piezas, sin embargo, no se produce un cambio drástico en las tensiones y desplazamientos originados. Se concluye tras estos análisis que la optimización de material es correcta y que el diseño modificado ha sido realizado adecuadamente.

Sin embargo, se puede apreciar que en el caso de los rockers delanteros las tensiones son muchos más altas que en el rocker trasero. Analizando más detalladamente los análisis realizados se observan que dichas tensiones se aprecian sobre todo en las zonas de aplicación de las cargas y en la curvatura diseñada para evitar la colisión de este con el amortiguador durante el recorrido de la suspensión. En el siguiente apartado vamos a poner solución a este problema y conseguir mejorar aún más el diseño.

## 8 ANÁLISIS CON ARANDELAS EN ROCKER DELANTERO

---

Como se ha podido observar en la optimización del rocker de la suspensión delantera, los resultados muestran que las máximas tensiones se producen en los agujeros donde se aplican las fuerzas tanto del Pull como de la barra Antiroll. Por este motivo, resulta necesario hacer un estudio localizado de la pieza en esas zonas para así solventar este problema y que no afecte notablemente al comportamiento de la pieza en la suspensión, realizando su función correctamente y cumpliendo los objetivos especificados en este proyecto.

Se decide realizar un nuevo análisis en el que se ve modificada la geometría resultante tras la optimización.

Para conseguir reducir la posible deformación localizada que pueda originarse debido a estas fuerzas, se decide ampliar el espesor. De este modo se eliminaría la posible plastificación que pudiera darse en los orificios, como ocurrió en la pasada temporada. Esto se consigue soldando unas arandelas en las placas principales del rocker, evitándose aumentar el espesor total de las placas y que, por tanto, se viera incrementando notablemente el peso de la pieza.

En la siguiente imagen se muestra la geometría final, que va a ser analizada y cuyos resultados de tensiones en dichas zonas esperan verse reducidos.

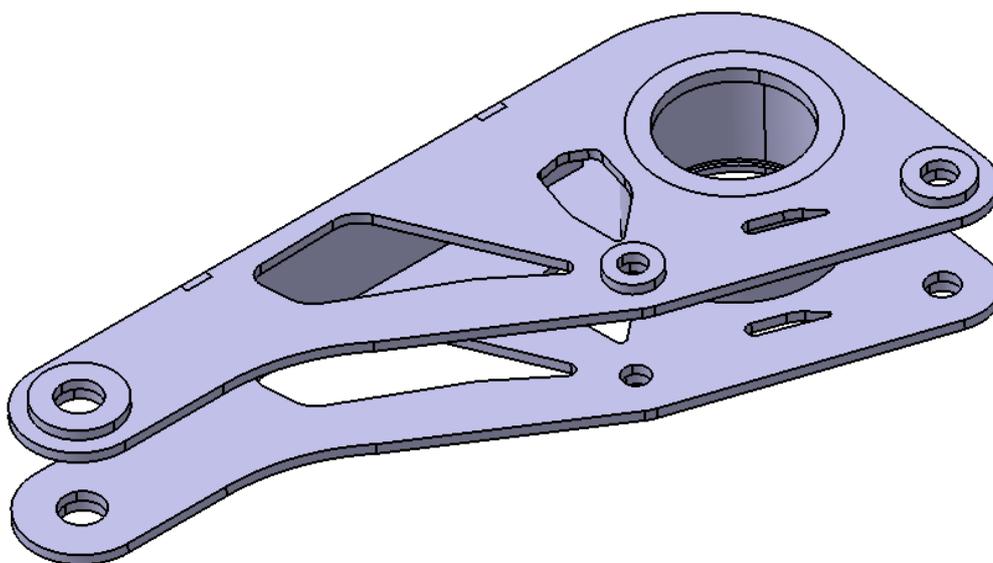


Figura 43. Geometría Rocker delantero con arandelas soldadas

Una vez introducida la geometría en el programa de Hypermesh, se procede como en las demás ocasiones, a realizar el análisis de tensiones y desplazamientos. A continuación, se muestran los resultados obtenidos.

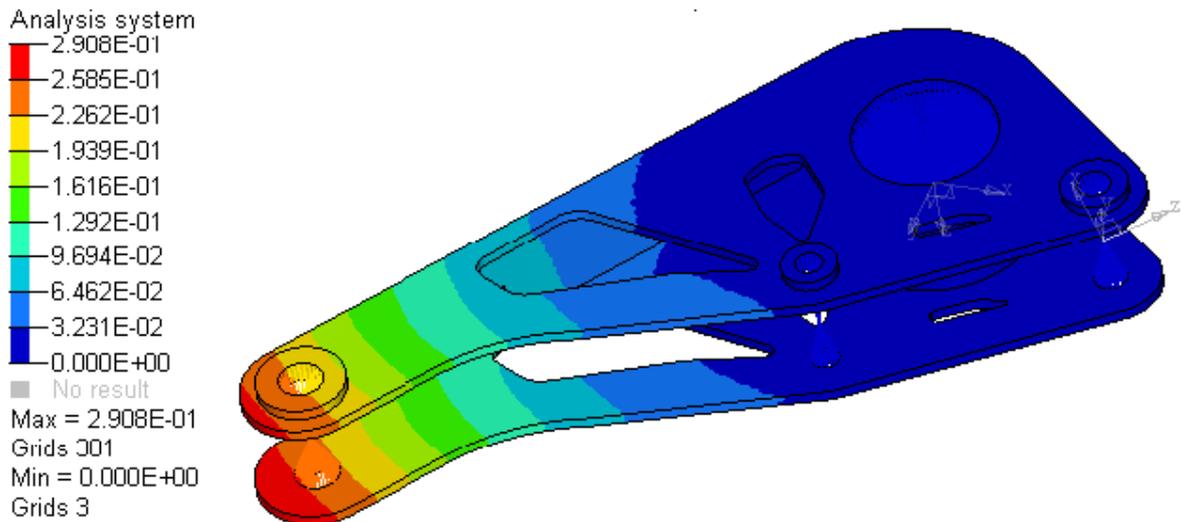


Figura 44. Análisis de desplazamientos

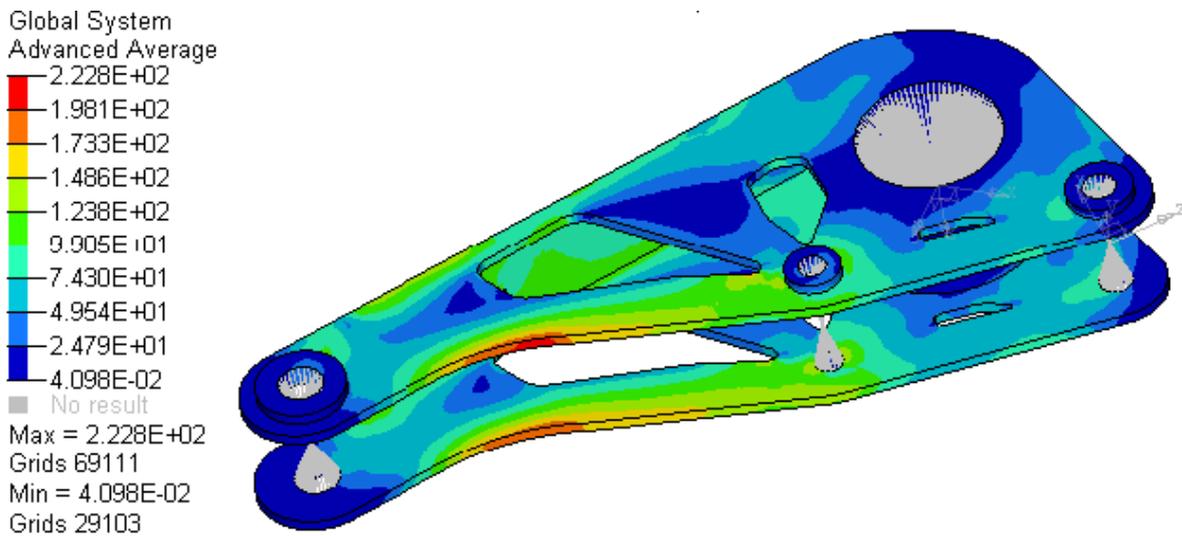


Figura 45. Análisis de tensiones

Ampliando la zona localizada donde se añaden las arandelas, se observa como la tensión pasa de tener un valor de 105 MPa a 50 MPa, produciéndose una reducción de hasta un 50%. Además, la máxima tensión también se ve reducida, aportando cierto margen de seguridad frente a la plastificación del material. Se consigue de esta forma solucionar un problema de plastificación localizada, que evitaría una posible rotura de la pieza.

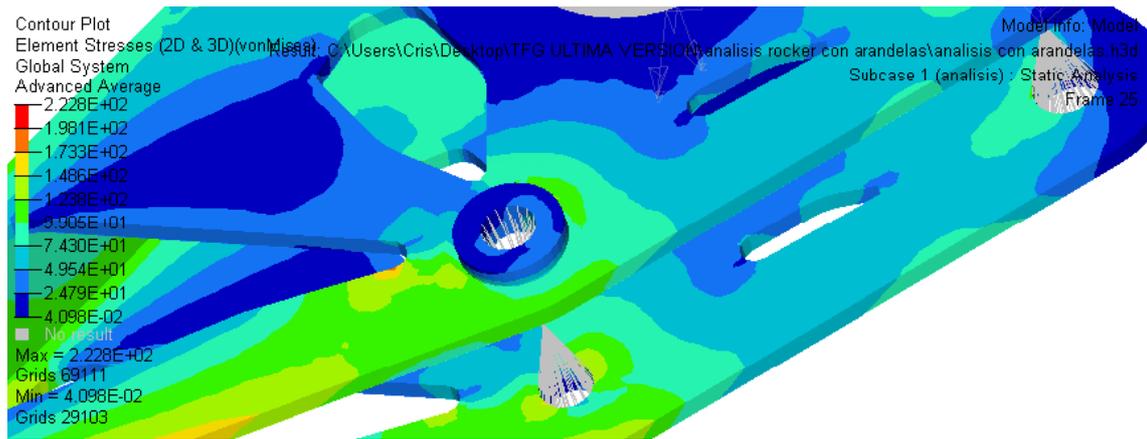


Figura 46. Zona localizada donde se originan tensiones elevadas

Esto no ocurre en el rocker trasero ya que el material tiene un límite elástico mayor y las tensiones que debe soportar son también inferiores al contar con un espesor de las placas superior.



## 9 RESULTADO FINAL, FABRICACIÓN Y MONTAJE

---

Tras finalizar con los análisis y la optimización topológica de los rockers, se llega a un diseño final preparado para su fabricación y montaje en el chasis del monoplace.

Como se ha detallado en apartados anteriores, el método de fabricación seleccionado es el corte por láser de las placas que constituyen el modelo y la soldadura de estas. Por otro lado, es necesario no solo tornearse el eje de los rockers, sino que también se deben mecanizar otros elementos que harán que el funcionamiento del rocker sea el correcto haciendo que la suspensión del monoplace cumpla con sus objetivos.

A continuación se explicarán todas y cada una de las piezas necesarias y su función en la configuración del rocker.

Los componentes del rocker, como se ha comentado son tres placas de acero soldadas entre sí y a un eje, como se observa en las siguientes imágenes.

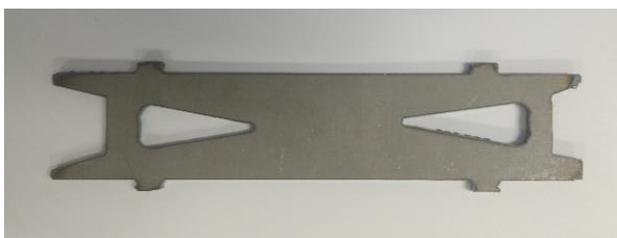




Figura 47. Componentes del rocker delantero



Figura 48. Soldadura rocker delantero

En la suspensión delantera, es necesario el mecanizado de un eje que será soldado, como se muestra en la imagen inferior, al chasis del monoplaça. Este permitirá el alojamiento del rodamiento seleccionado y la rotación del rocker.



Figura 49. Eje soldado a chasis

Para poder soldarlo, es necesario que toda la suspensión esté montada, ya que la posición debe ser la estática de la rueda. Para conseguirlo, se han realizado una serie de plantillas y fabricado unos tubos que realicen la función de amortiguador, verificando la extensión de estos. En la figura inferior se muestra el montaje realizado. Además, se podrá soldar la cogida del chasis del amortiguador.



Figura 50. Montaje suspensión

Por otro lado, una de las piezas que deben ser fabricadas es el tope superior del rocker, que impedirá que, con el movimiento de la suspensión, el rocker salga del eje.



Figura 51. Tope rocker delantero

Cabe destacar, que cada una de las piezas mecanizadas deben tener unas tolerancias recomendadas como se ha estudiado en los primeros capítulos de este proyecto para que el ajuste sea el requerido y que, no exista ningún tipo de holgura.

Con todo ello, se llega al montaje de la suspensión delantera, preparada para ser probada y verificando todos los análisis realizados.



Figura 52. Montaje final suspensión delantera

Del mismo modo que en el caso de la suspensión delantera, se ha procedido al montaje de la suspensión trasera. Los rockers traseros constan de dos placas y un eje torneado sobre el que irán los rodamientos, por lo que las tolerancias especificados en el capítulo de este proyecto de selección de estos. En el caso de la suspensión trasera, no es necesario la fabricación de un eje que se suelde al chasis puesto el rocker rotará sobre un tornillo que lo fijará a unas cogidas soldadas el mismo, como se aprecia en la siguiente figura.



Figura 53. Rocker trasero

Tras todo esto, se procederá al montaje de la suspensión trasera, cuyo diseño será verificado en los periodos de test que se realicen con el monoplaza antes de acudir a las competiciones de Formula Student.

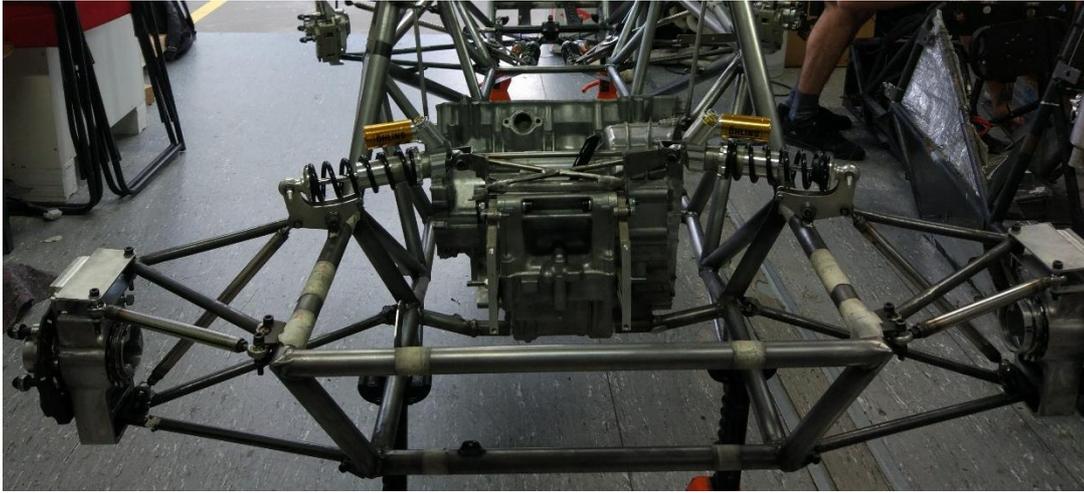


Figura 54. Montaje final suspensión trasera

Para facilitar la visión del montaje de los rockers, se ha incorporado en los anexos de planos, un explosionado de estos, donde se puede apreciar con claridad todas y cada una de las piezas que lo forman.



# 10 MEJORAS Y ANÁLISIS FUTUROS

---

El objetivo principal de este proyecto era dimensionar unos rockers capaces de soportar las tensiones y los desplazamientos a los que se pueden ver sometidos durante el funcionamiento del monoplaza. Además de conseguir este propósito, todos los análisis realizados quedarán reflejados para conocimiento de los futuros integrantes del equipo ARUS, facilitándoles de este modo, los trabajos de diseño a los que tengan que enfrentarse.

Tras la realización de este proyecto, surge la idea de dar un paso más, nos preguntamos cómo mejorar los análisis o reducir el peso de las piezas aún más, sin comprometer la fiabilidad que nos brindan las piezas diseñadas.

En primer lugar, se podrían realizar otros análisis comparativos, mediante el uso de diferentes programas como, por ejemplo, *Abaqus*. De este modo podremos verificar los resultados obtenidos.

Por otro lado, se podría mejorar la malla empleada para obtener resultados más precisos y veraces además de realizar un número mayor de iteraciones.

Sin embargo, una visión interesante que sería de gran ayuda para comprobar que los análisis realizados son fiables y que los resultados se asemejan a la realidad, es la realización de ensayos. Consistiría en fabricar unos rockers tal y como se han diseñado para realizar ensayos experimentales previos sobre estos. De este modo se conseguiría validar el diseño antes del uso de los rockers en el monoplaza.

Los ensayos consistirían en la aplicación de cargas para medir las deformaciones que se puedan producir. Esto se llevaría a cabo mediante el empleo de bandas extensométricas. Para ello se construiría un utillaje que permitiera la colocación y aplicación de las cargas. Otro ensayo que se podría realizar sería un ensayo a fatiga, ya que se trata de piezas que van a estar sometidas a ciclos de fuerzas y convendría validar el modelo.

Todo lo comentado anteriormente serviría para verificar los modelos obtenidos, no obstante, también se pueden realizar otras mejoras, reducción del peso de las piezas mediante el empleo de materiales menos pesados que tengan unas propiedades tan buenas como el acero empleado o cambio en el proceso de fabricación elegido. A continuación, se muestran los resultados que se han obtenidos tras varios análisis en el rocker delantero, ya que esta opción queda descartada para el rocker trasero al ser de aluminio y contar con una geometría bastante simplificada.

Inicialmente, se diseña una geometría sencilla que será sometida a los análisis. Para ello, hay que tener en cuenta que la pieza no debe colisionar con ningún otro elemento durante el recorrido de la suspensión. Por tanto, el diseño de partida es el siguiente:

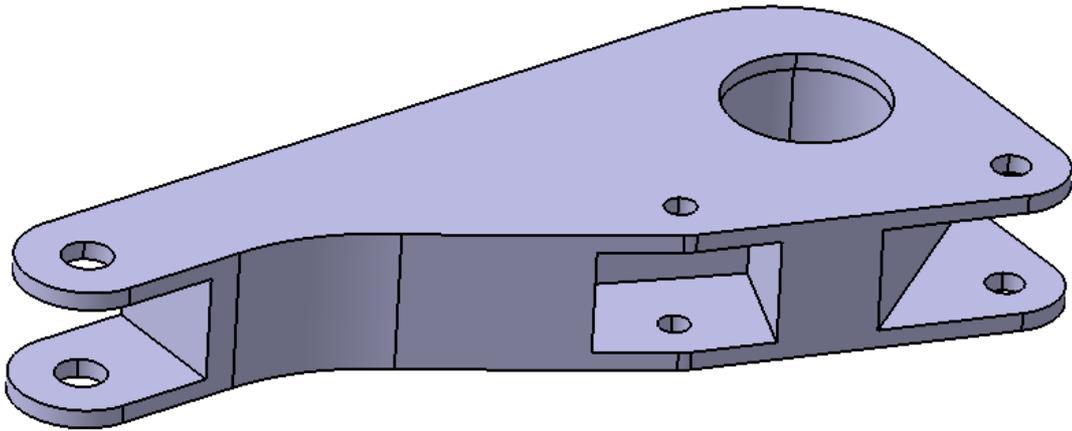


Figura 55. Geometría inicial rocker mecanizado de aluminio

Como podemos observar, hay ciertas zonas que se han mecanizado para evitar el choque de las barras con la propia pieza, además de tener en cuenta la forma que debe tener el eje para la colocación del rodamiento.

Este diseño, del mismo modo que se realizó con el modelo de placas soldadas, se introduce en el programa de análisis de elementos finitos. Con este se obtendrá los resultados de tensiones y desplazamientos provocados por las fuerzas y cuya optimización para la reducción del material empleado, se estudiará.

En el modelo de malla empleado, hace falta definir zona de diseño y no diseño, al igual que se comentó en los demás análisis. La malla debe ser regular y cumplir con las especificaciones requeridas. En las siguientes imágenes se diferencian ambas zonas y la malla empleada.

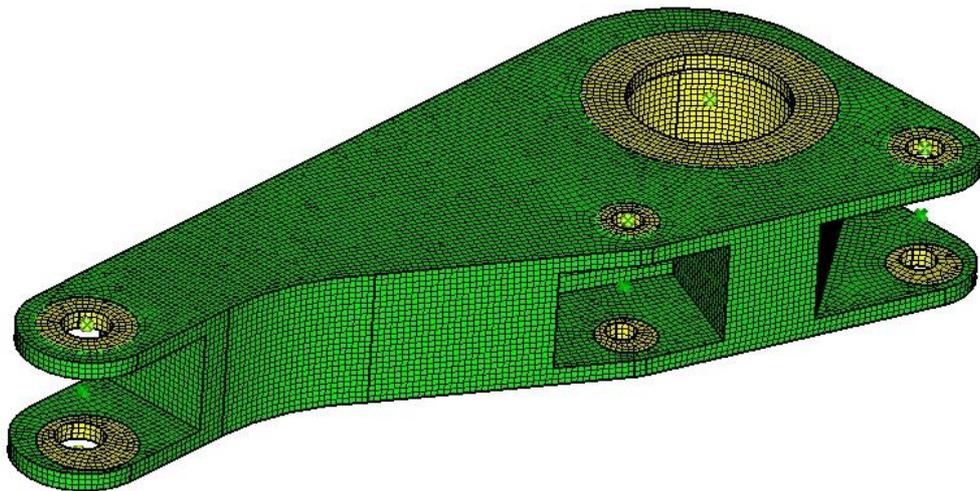


Figura 56. Zonas de malla empleada

Tras la aplicación de las condiciones de contorno se procede al análisis de tensiones y desplazamientos obteniéndose los siguientes resultados:

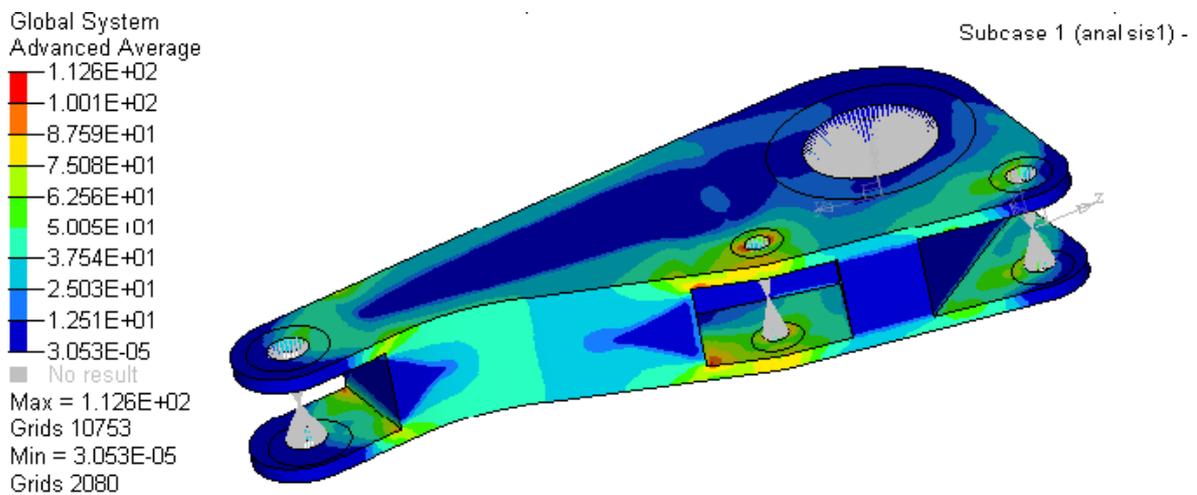


Figura 57. Análisis de tensiones

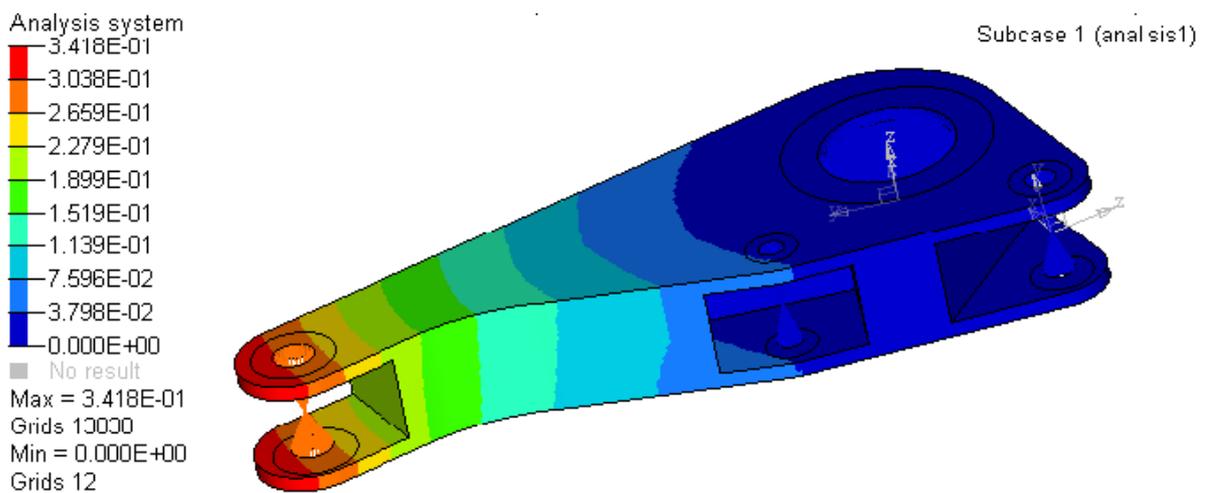


Figura 58. Análisis de desplazamientos

Se observa cómo las tensiones obtenidas son aceptables al ser inferiores al límite elástico del aluminio empleado. Este aluminio podría ser el empleado para los rocker traseros u otro con un límite elástico superior puesto que no necesita ser soldable al tratarse de una pieza que se va a mecanizar. Fijándonos en los desplazamientos, observamos que son más altos que los originados en el método de fabricación seleccionado en este proyecto, la soldadura de placas. Sin embargo, no son valores que difieran demasiado, siendo aceptables.

Por todo ello se procede a la optimización del modelo analizado.

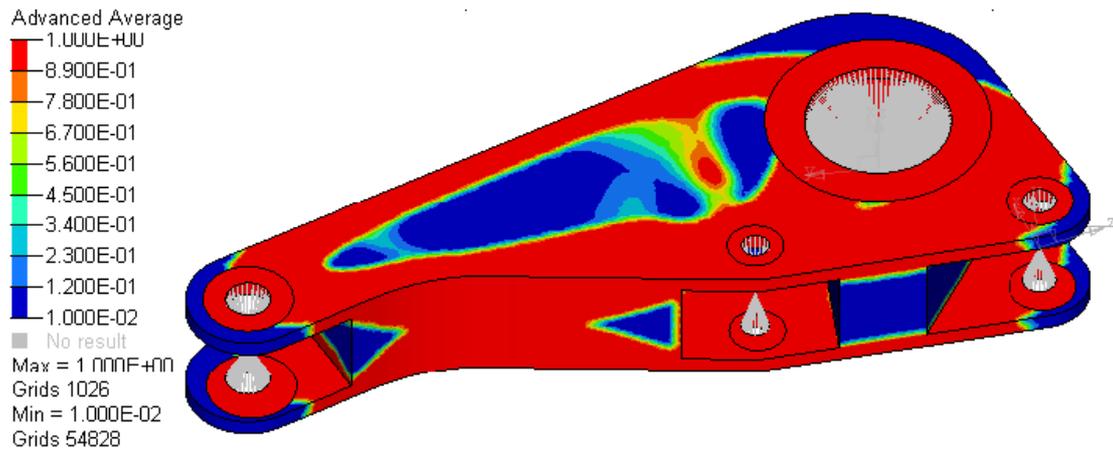


Figura 59. Densidad de elementos de rocker mecanizado

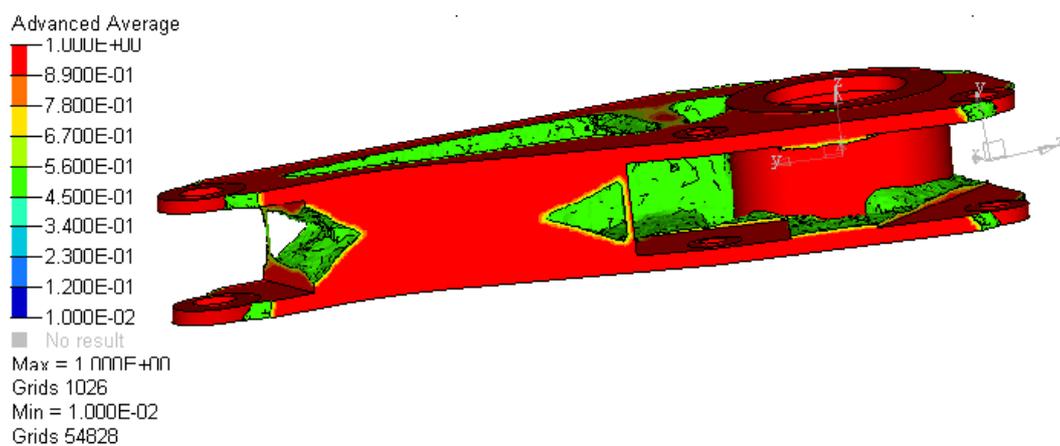
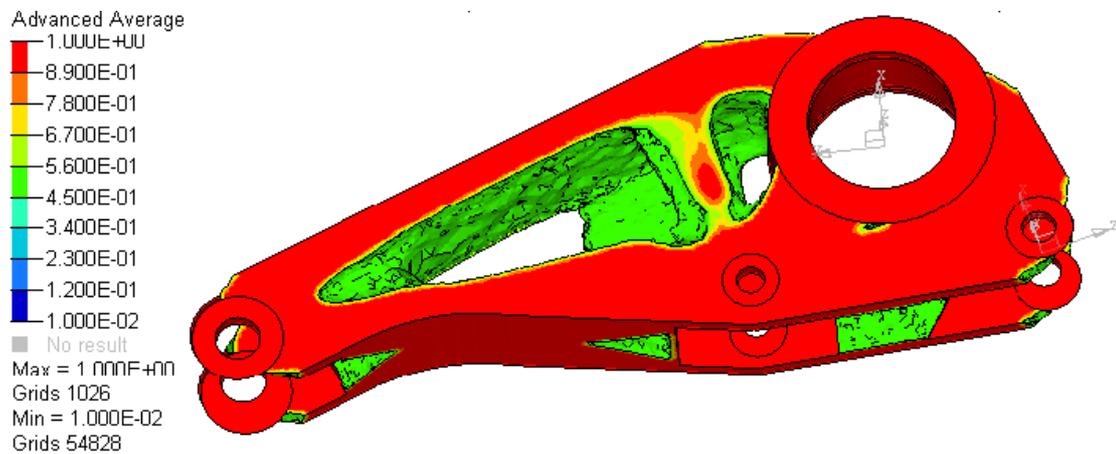


Figura 60. Optimización rocker mecanizado

En estas imágenes podemos observar como la optimización de un rocker mecanizado es muy similar a la del rocker formado por placas soldadas. Al ser un diseño difícil de fabricar, la geometría se introduce en el programa de diseño Catia para realizar un dimensionamiento similar.

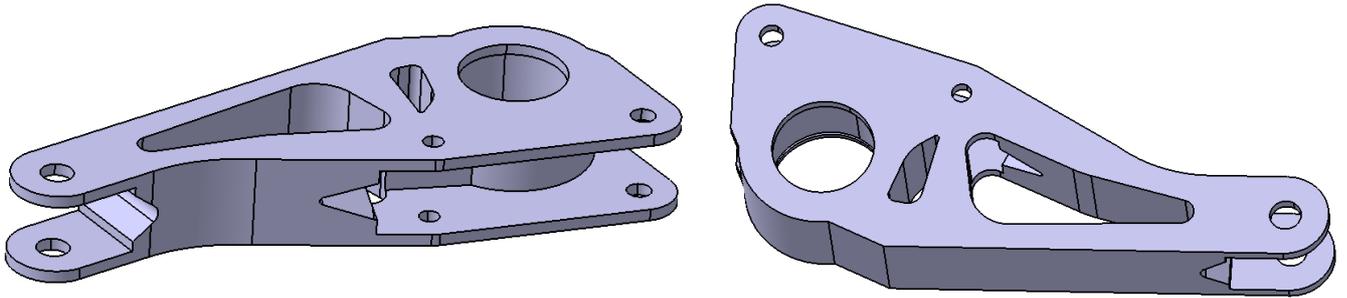


Figura 61. Diseño final rocker mecanizado

Este sería el posible diseño de los rockers delanteros si fueran mecanizados en aluminio, los cuales han sido analizados para verificar que soportan las condiciones a las que se someterán. Se obtienen unos desplazamientos máximos de 0,34 mm y unas tensiones máximas 136 MPa.

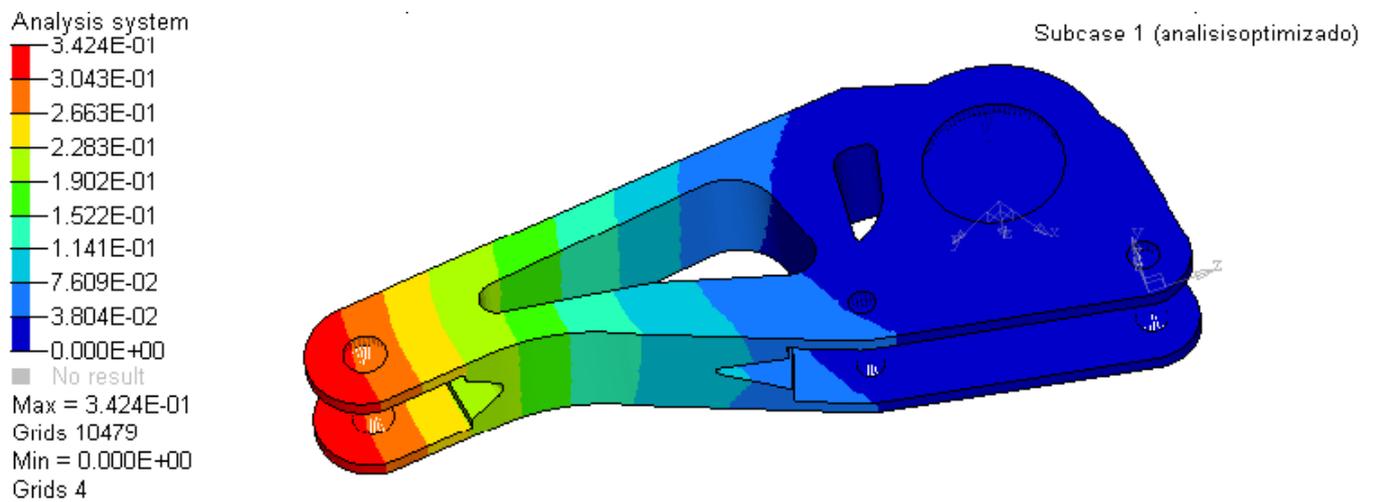


Figura 62. Análisis de desplazamientos

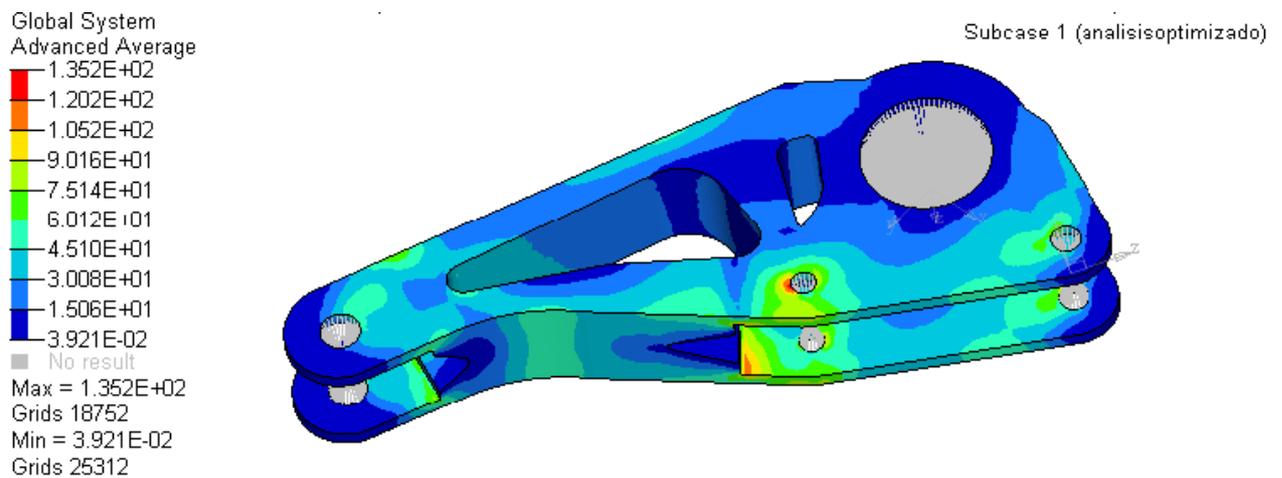


Figura 63. Análisis de tensiones

A continuación, se muestra una tabla comparativa de tensiones, desplazamientos y pesos de los diferentes procesos de fabricación estudiados.

	<b>Desplazamiento</b>	<b>Tensión</b>	<b>Peso</b>
<b>Rocker de placas soldadas</b>	0,30 mm	230 MPa	0,218 kg
<b>Rocker mecanizado</b>	0,34 mm	136 MPa	0,18 kg

Tabla 13. Tabla comparativa rocker soldado y rocker mecanizado

A pesar de ser el rocker mecanizado en aluminio la opción más favorable en cuanto a la resistencia soportada, el equipo ARUS ha elegido fabricar el rocker mediante la soldadura de placas al ser un proceso menos complicado al no disponer de un centro de mecanizado adecuado para ello. Sin embargo, es una opción contemplada para futuras temporadas.

# REFERENCIAS

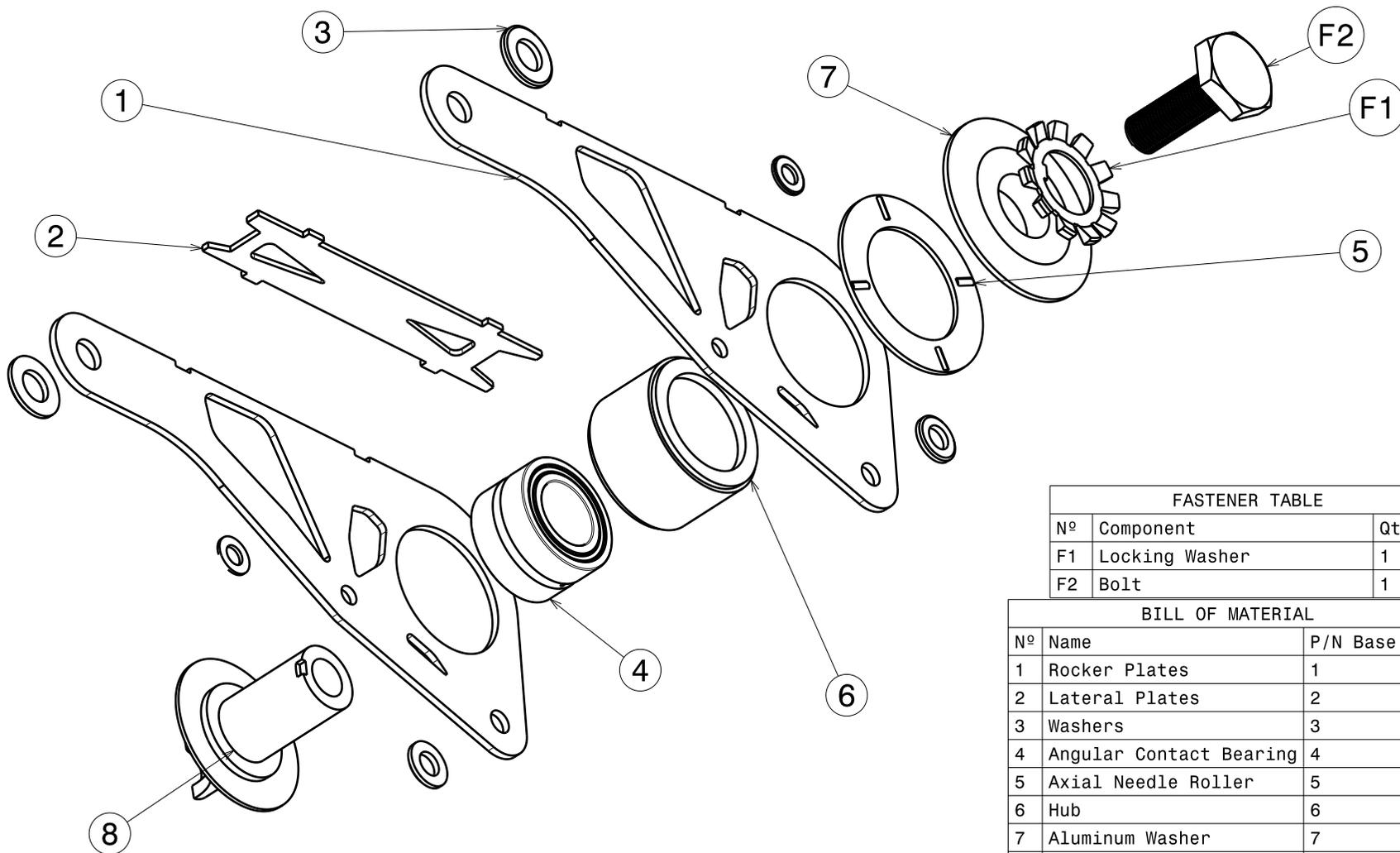
---

- [1] *Altair University*. (s.f.). Recuperado el Noviembre de 2016, de <http://www.altairuniversity.com/learning-hyperworks/hyperworks-tutorials/>
- [2] *ASM Aerospace Specification Metals Inc.* (s.f.). Recuperado el Noviembre de 2016, de <http://asm.matweb.com>
- [3] Fornace, L. V. (2006). *Weight Reduction Techniques Applied to Formula SAE Vehicle Design: An Investigation in Topology Optimization*. University of California, San Diego.
- [4] José Luis Auquilla Ocampo, C. R. (2016). *Diseño del sistema de suspensión de un vehículo monoplaza eléctrico Fórmula SAE*. Universidad Politécnica Salesiana Sede Matriz Cuenca.
- [5] Morcillo, A. D. (Febrero de 2000). *Métodos de mallado y algoritmos adaptativos en dos y tres dimensiones para la resolución de problemas electromagnéticos cerrados mediante el método de los elementos finitos*. Valencia.
- [6] París, F. (1996). *Teoría de la elasticidad*. Sevilla.
- [7] *Reglas Básicas de Mallado por Elementos Finitos*. (s.f.). Recuperado el Diciembre de 2016, de <http://www.iberisa.com>
- [8] Robles, A. d. (2013). *Apuntes Cálculo, Diseño y Ensayo de Máquinas*.
- [9] Ruiz, J. M. (2016). *Diseño y optimización de una estrella de llanta para un monoplaza de Formula Student*. Universidad de Sevilla.
- [10] *Schaeffler Group*. (s.f.). Recuperado el 2016, de [www.schaeffler.com](http://www.schaeffler.com)
- [11] *Solidworks Web Help*. (s.f.). Recuperado el 2016, de <http://help.solidworks.com>
- [12] Trevilla, N. I. (2011). *Diseño del Sistema de Suspensión del Vehículo Fórmula SAE UNAM*. Universidad Nacional Autónoma de México.



# ANEXO. PLANOS

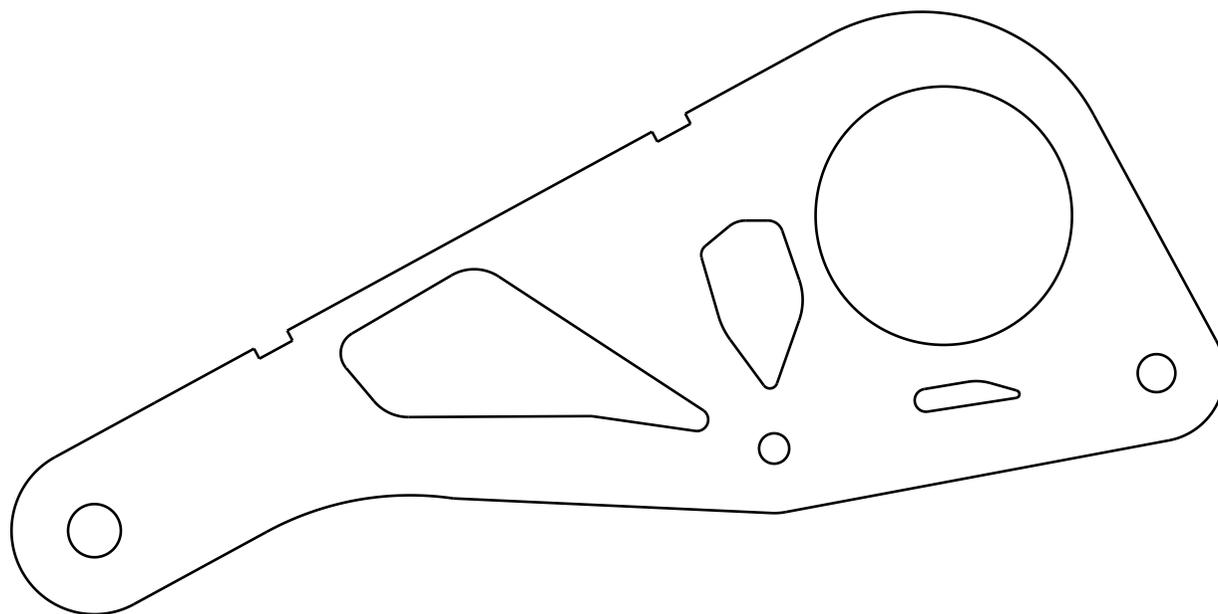
---



FASTENER TABLE		
Nº	Component	Qty
F1	Locking Washer	1
F2	Bolt	1

BILL OF MATERIAL			
Nº	Name	P/N Base	Qty
1	Rocker Plates	1	2
2	Lateral Plates	2	1
3	Washers	3	6
4	Angular Contact Bearing	4	1
5	Axial Needle Roller	5	1
6	Hub	6	1
7	Aluminum Washer	7	1
8	Attachment		1

NAME					<b>FRONT ROCKER</b>					
CLASS		SCALE		SYSTEM		P/N BASE				
Made		2:3		SU		SU0101				
SIZE	Nº SHEET	AUTHOR			DATE		REVIEW Nº			
A4	1/1	Cristina Silvestre			27/05/17		1			



NOMBRE DE LA PIEZA			
S_F_BC_PLACAS_2mm_4uds.			
MATERIAL	ESCALA	DEPARTAMENTO	
ACERO, 2mm	1:1	SUSPENSIÓN	
TAMAÑO	ESPEJOR	AUTOR:  CRISTINA SILVESTRE	
A4	2 mm		
VERSIÓN	CANTIDAD		
1.0	4		



NOMBRE DE LA PIEZA

S\_F\_BC\_PLACA LATERAL\_1.5mm\_2uds.

MATERIAL

ACERO, 1.5mm

ESCALA

1:1

DEPARTAMENTO

SUSPENSIÓN

TAMAÑO

A4

ESPESOR

1.5 mm

AUTOR:

CRISTINA SILVESTRE

VERSIÓN

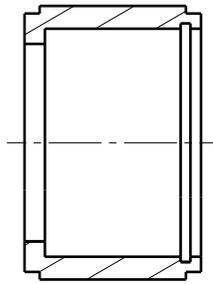
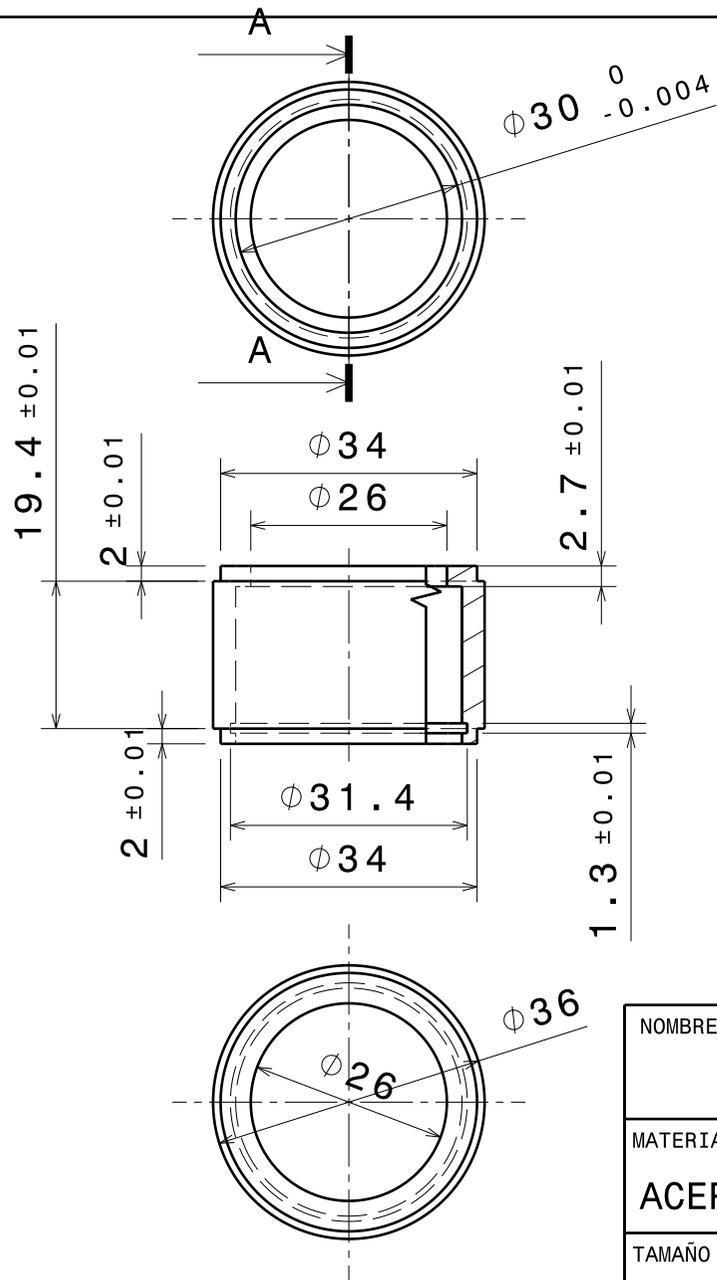
1.0

CANTIDAD

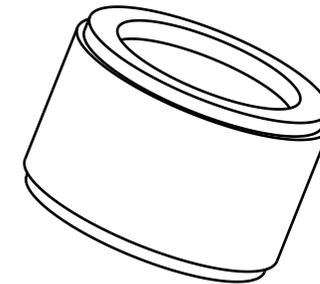
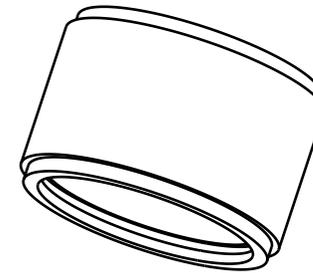
2



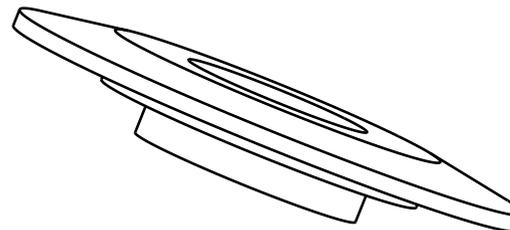
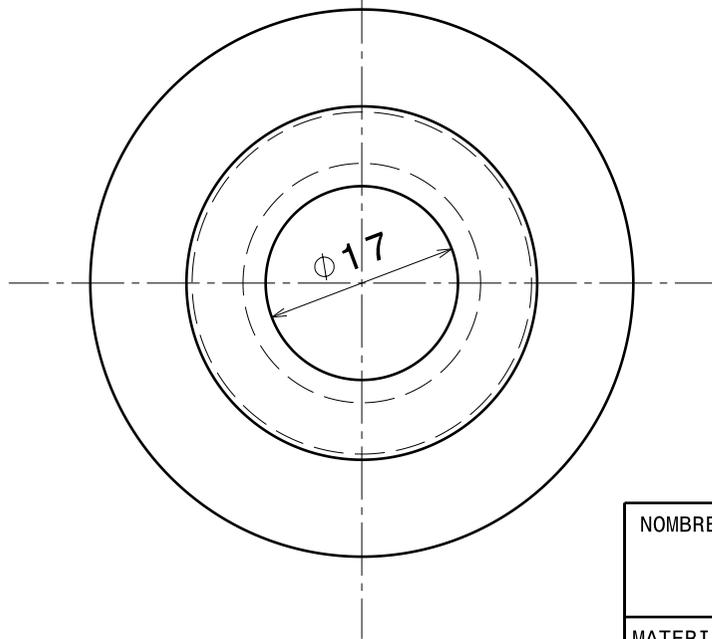
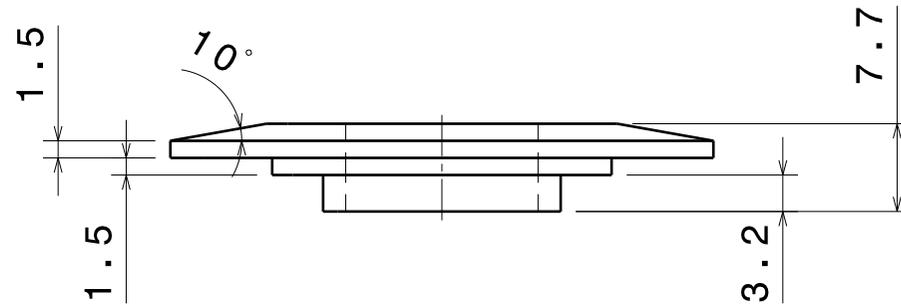
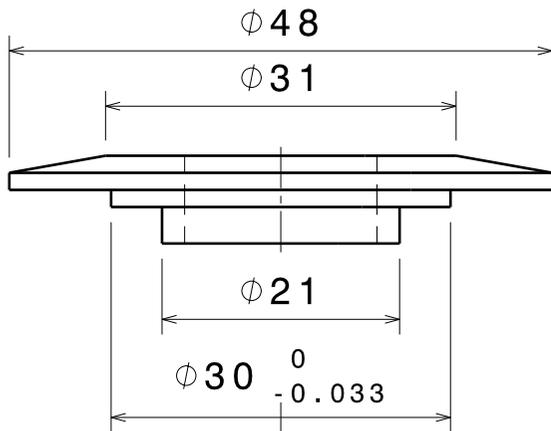
**ARUS**  
ANDALUCÍA RACING TEAM



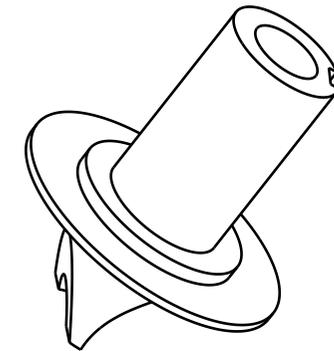
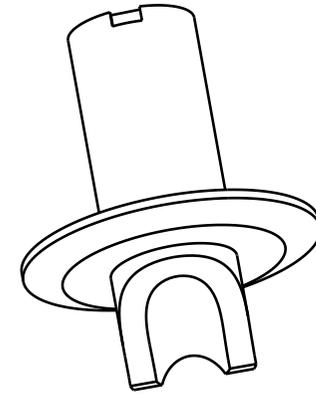
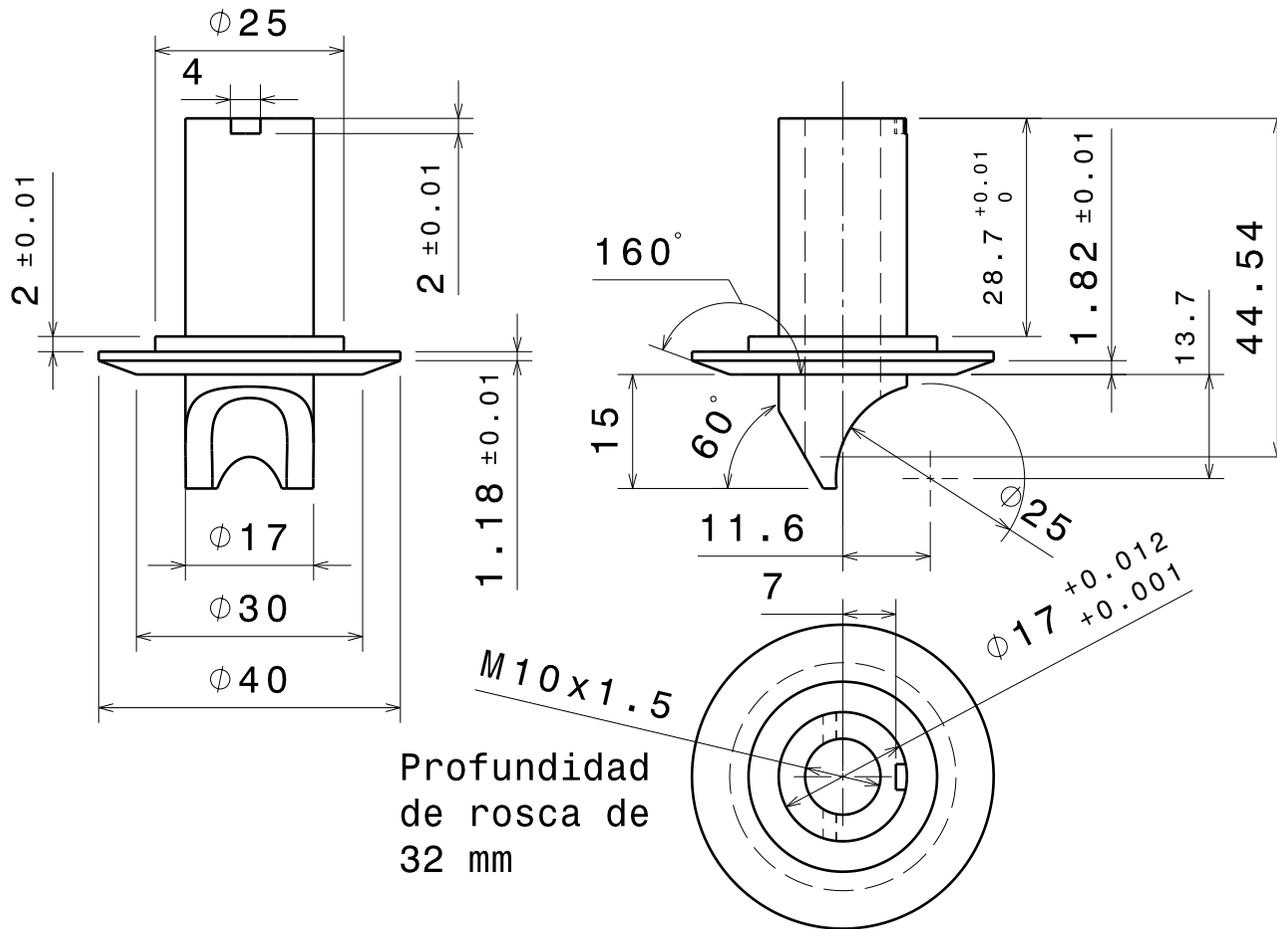
Section view A-A  
Scale: 1:1



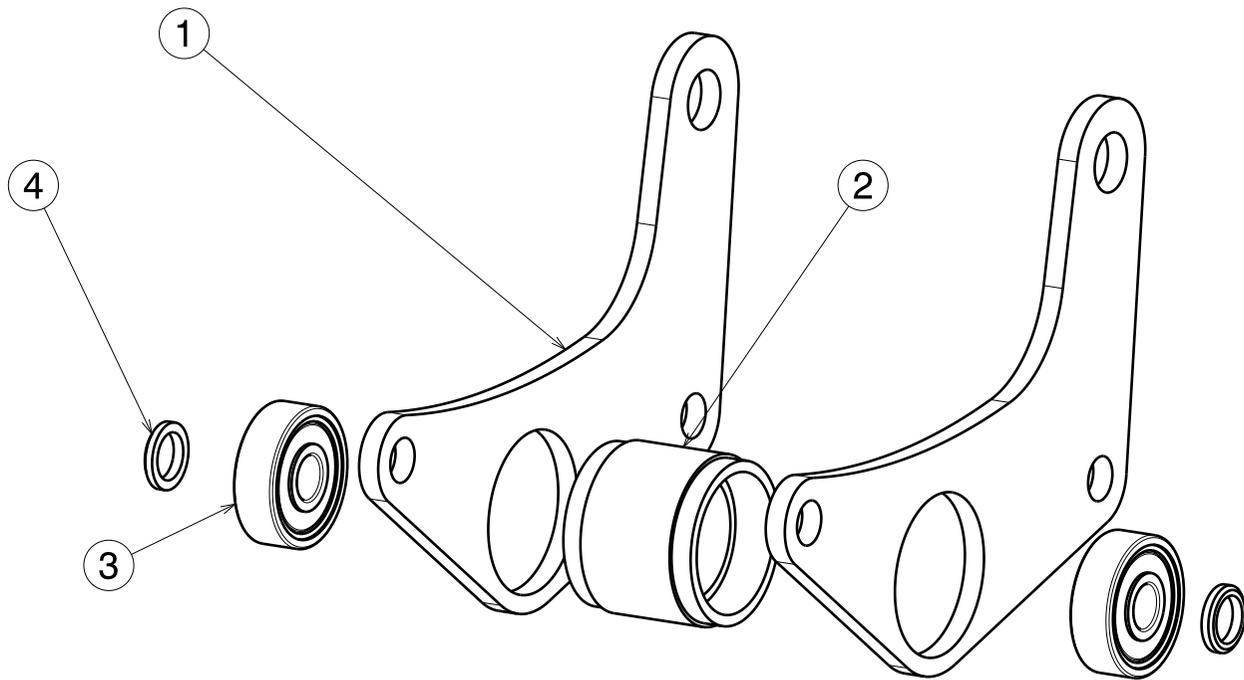
NOMBRE DE LA PIEZA			
S_F_BC_EJE_2uds.			
MATERIAL	ESCALA	DEPARTAMENTO	
ACERO	1:1	SUSPENSIÓN	
TAMAÑO	Nº DE HOJA	AUTOR:	
A4	1/1		
VERSIÓN	CANTIDAD		
1.0	2	CRISTINA SILVESTRE	



NOMBRE DE LA PIEZA			
S_F_BC_ARANDELA SUPERIOR_2uds.			
MATERIAL	ESCALA	DEPARTAMENTO	
A1 7075-T6	3:2	Suspensión	
TAMAÑO	Nº DE HOJA	AUTOR:	
A4	1/1		
VERSIÓN	CANTIDAD		
1.0	2	Cristina Silvestre	

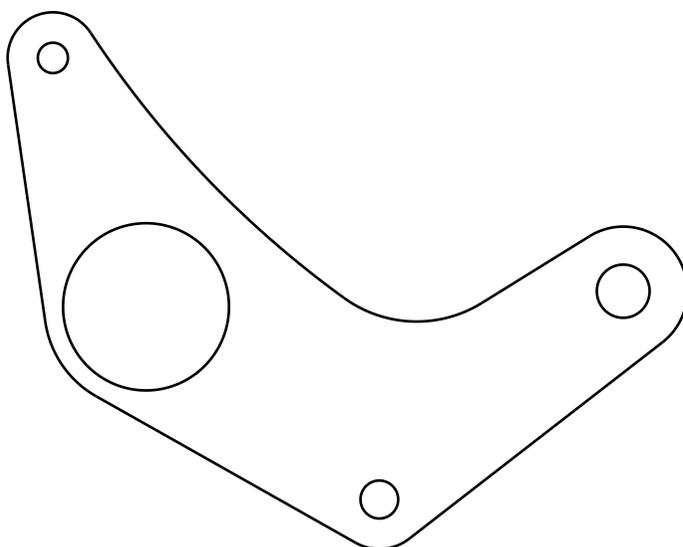


NOMBRE DE LA PIEZA			
S_F_BC_CASQUILLO UNION CHASIS_2uds.			
MATERIAL		ESCALA	DEPARTAMENTO
ACERO		1:1	SUSPENSIÓN
TAMAÑO	Nº DE HOJA	AUTOR:	
A4	1/1	CRISTINA SILVESTRE	
VERSIÓN	CANTIDAD		
1.0	2		

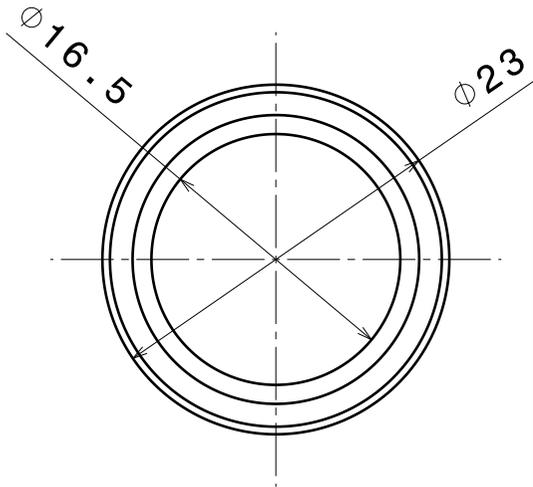
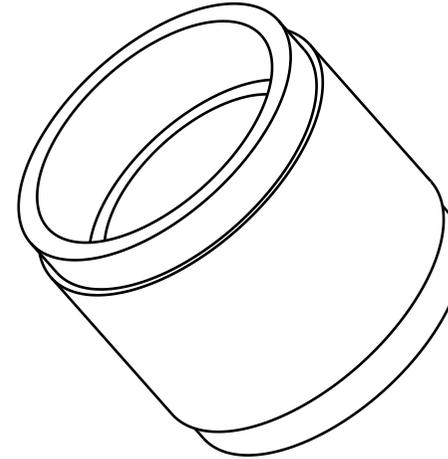
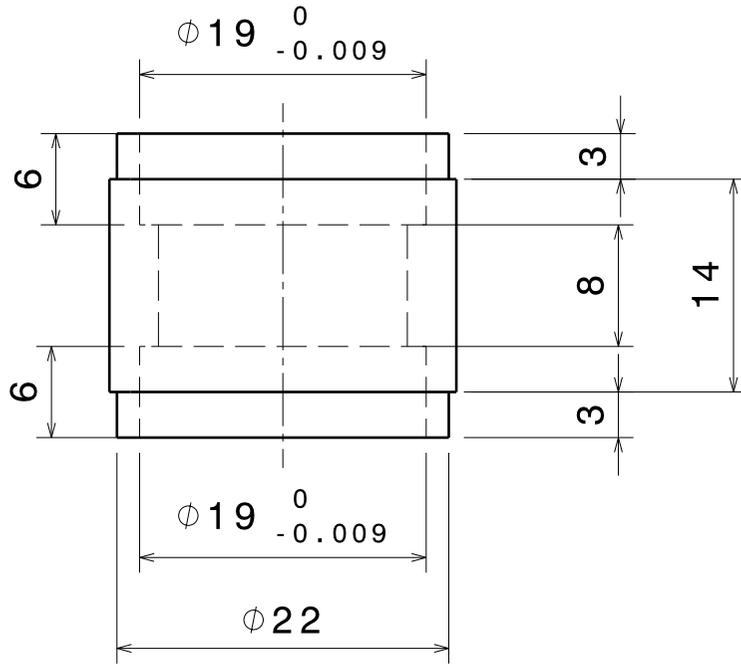


BILL OF MATERIAL			
Nº	Name	P/N Base	Qty
1	Rocker Plates	1	2
2	Hub	2	1
3	Ball Bearing	3	2
4	Washer	4	2

NAME						
<b>REAR ROCKER</b>						
CLASS		SCALE	SYSTEM	P/N BASE		
Made		1:1	SU	SU0102		
SIZE	Nº SHEET	AUTHOR		DATE	REVIEW Nº	
A4	1/1	Cristina Silvestre		27/05/17	1	



NOMBRE DE LA PIEZA			
S_R_BC_PLACAS_3mm_4uds.			
MATERIAL		ESCALA	DEPARTAMENTO
Al 6082 T6, 3mm		1:1	SUSPENSIÓN
TAMAÑO	ESPESOR	AUTOR:  CRISTINA SILVESTRE	
A4	3mm		
VERSIÓN	CANTIDAD		
1.0	4		



NOMBRE DE LA PIEZA			
S_R_BC_EJE_2uds.			
MATERIAL	ESCALA	DEPARTAMENTO	
A1 6082-T6	2:1	SUSPENSIÓN	
TAMAÑO	Nº DE HOJA	AUTOR:	
A4	1/1		
VERSIÓN	CANTIDAD		
1.0	2	CRISTINA SILVESTRE	